

**Wydział Budownictwa, Architektury i Inżynierii  
Środowiska  
Uniwersytet Przyrodniczo – Technologiczny  
im. Jan i Jędrzeja Śniadeckich w Bydgoszczy**

mgr inż. Romana Antczak-Jarząbska

**Możliwości stabilizacji warunków przepływu powietrza  
w systemach wentylacji grawitacyjnej**

Rozprawa doktorska

Promotor pracy:

dr hab. inż. Maciej Niedostatkiwicz, prof. uczelni

Promotor pomocniczy:

dr inż. Krzysztof Pawłowski

Bydgoszcz, 2020r.

Wykaz ważniejszych oznaczeń.....	7
1. WPROWADZENIE .....	13
1.1. CEL I ZAKRES PRACY .....	14
1.2. WENTYLACJA NATURALNA W BUDYNKACH .....	15
1.3. WYDAJNOŚĆ WENTYLACJI NATURALNEJ .....	17
2. MODELE DO SZACOWANIA PRZEPIYWU POWIETRZA W BUDYNKU - PRZEGLĄD LITERATURY .....	18
2.1. SIŁY WYMUSZAJĄCE NATURALNY PRZEPIYW POWIETRZA W BUDYNKU .....	18
2.1.1. Wypór termiczny .....	18
2.1.2. Napór wiatru.....	20
2.2. MODELOWANIE ENERGETYCZNE BUDYNKÓW .....	21
2.1.3. Modele teoretyczne .....	22
2.1.3.1. Standard ASHRAE.....	22
2.1.3.2. Model Lawrence Berkeley Laboratory (LBL).....	23
2.1.4. Model skupiony .....	23
2.1.5. Modele węzłowe (sieciowe) .....	24
2.1.6. Modele strefowe .....	25
2.1.7. Symulacje CFD .....	26
3. WYKORZYSTANIE ENERGII SŁONECZNEJ ORAZ WIATROWEJ W BUDOWNICTWIE – PRZEGLĄD LITERATURY .....	28
3.1. ENERGIA SŁONECZNA.....	28
3.1.1. Energia słoneczna w Polsce.....	29
3.1.2. Wykorzystanie energii słonecznej w budownictwie.....	31

3.1.3.	Absorpcyjność i emisyjność ciał stałych.....	35
3.1.4.	Podsumowanie.....	36
3.2.	ENERGIA WIATROWA.....	37
3.2.1.	Energia wiatrowa w Polsce .....	37
3.2.2.	Wykorzystanie energii wiatrowej w budownictwie .....	39
3.2.3.	Podsumowanie.....	39
4.	SPOSOBY INTENSYFIKOWANIA NATURALNEJ WENTYLACJI W BUDYNKACH – PRZEGLĄD LITERATURY .....	41
4.1.	KOMINY SŁONECZNE .....	41
4.2.	NASADA KOMINOWA .....	49
4.3.	PODSUMOWANIE.....	50
5.	BADANIA DOŚWIADCZALNE WŁASNE PRZEPIYU POWIETRZA WENTYLACYJNEGO .....	52
5.1.	OPIS BUDYNKU TESTOWEGO.....	53
5.2.	OPIS ZJAWISKA .....	59
5.3.	OPIS STANOWISKA POMIAROWEGO.....	63
5.3.1.	Opis aparatury badawczej.....	65
5.3.1.1.	Termoanemometr .....	65
5.3.1.2.	Barometr wewnętrzny .....	66
5.3.1.3.	Czujnik temperatury .....	67
5.3.1.4.	Stacja meteorologiczna.....	68
5.3.2.	Parametry klimatu zewnętrznego .....	72
5.3.3.	Pomiar infiltracji powietrza wentylacyjnego.....	75
5.3.4.	Pomiar kierunku przepływu powietrza wentylacyjnego.....	78

5.4. POMIAR DOŚWIADCZALN WYDAJNOŚCI WENTYLACJI GRAWITACYJNEJ (ACH) .....	79
5.4.1. ACH pomierzone dla TYPU I – komin tradycyjny .....	79
5.4.2. ACH pomierzone dla TYPU II – komin słoneczny.....	81
5.4.3. ACH pomierzone dla TYPU III – komin tradycyjny z nasadą..	82
5.4.4. Podsumowanie wyników doświadczalnych ACH.....	83
6. BADANIA NUMERYCZNE PRZEPIYU POWIETRZA WENTYLACYJNEGO .....	87
6.1. MODEL MATEMATYCZNY .....	87
6.1.1. Wymiana ciepła w ciele stałym.....	88
6.1.2. Model przepływu powietrza .....	89
6.1.3. Właściwości termofizyczne powietrza .....	92
6.1.4. Równanie RANS i model turbulencji k- $\epsilon$ .....	93
6.2. WARUNKI BRZEGOWE .....	97
6.2.1. Warunki brzegowe dla powietrza.....	97
6.2.1.1. TYP I – komin tradycyjny .....	97
6.2.1.2. TYP II – komin słoneczny.....	99
6.2.2. Warunki brzegowe dla ciał stałych.....	100
6.2.2.1. TYP I – komin tradycyjny .....	100
6.2.2.2. TYP II – komin słoneczny.....	102
6.2.3. Skalowana funkcja ściany .....	104
6.3. ANALIZA NUMERYCZNA .....	105
6.4. WALIDACJA MODELU.....	107
6.4.1. Wpływ siatki na poprawność wyników.....	107

6.4.1.1.	TYP I – komin tradycyjny .....	109
6.4.1.2.	TYP II – komin słoneczny.....	112
6.4.2.	Założenia wykorzystywane w analizie CFD .....	115
6.4.2.1.	Walidacja modelu TYP I.....	116
6.4.2.2.	Walidacja modelu TYP II.....	119
6.5.	PARAMETRYZACJA MODELI NUMERYCZNYCH.....	122
6.5.1.	Ocieplenie komina TYP I.....	122
6.5.2.	Zmiana szerokości pustki komina TYP II.....	126
6.5.3.	Efekt skali.....	130
6.5.4.	Podsumowanie wyników numerycznych .....	130
7.	PRAKTYCZNE EFEKTY ZASTOSOWANYCH ROZWIĄZAŃ POPRAWIAJĄCYCH CIĄG KOMINOWY .....	133
7.1.	KOMIN SŁONECZNY.....	133
7.2.	NASADA KOMINOWA .....	134
7.3.	TENDENCJE W STOSOWANIU METOD POPRAWY SYSTEMU WENTYLACJI GRAWITACYJNEJ NA TERENIE WOJEWÓDZTWA POMORSKIEGO .....	136
7.4.	PODSUMOWANIE WYNIKÓW .....	138
8.	WNIOSKI.....	140
	LITERATURA .....	145
	STRESZCZENIE.....	158
	SUMMARY .....	162
	Wykaz rysunków .....	166



## Wykaz ważniejszych oznaczeń

### Symbole Łacińskie

ACH(t)	-	wydajność wentylacji [h <sup>-1</sup> ]
A	-	powierzchnia [m <sup>2</sup> ]
Ab	-	zdolność pochłaniania lub absorpcyjności [-]
A <sub>eff</sub>	-	efektywna powierzchnia otworów [m <sup>2</sup> ]
a	-	współczynnik infiltracji wywołanej różnicą temperatur [m <sup>6</sup> * h <sup>-2</sup> * cm <sup>-4</sup> * K <sup>-1</sup> ]
b	-	współczynnik infiltracji wywołanej wiatrem [m <sup>4</sup> * s <sup>2</sup> * h <sup>-2</sup> * cm <sup>-4</sup> ]
C <sub>p</sub>	-	bezwymiarowa wartość współczynnika ciśnieniowego
c <sub>p</sub>	-	ciepło właściwe powietrza [J/(kg <sup>3</sup> K)]
c <sub>v</sub>	-	ciepło właściwe w stałej objętości [J/(kg <sup>3</sup> K)]
C <sub>u</sub>	-	RNG k-ε wartość stała modelu turbulencji = 0.09 [-]
C <sub>ε2</sub>	-	RNG k-ε wartość stała modelu turbulencji = 1.92 [-]
C <sub>ε3</sub>	-	RNG k-ε wartość stała modelu turbulencji = -0.33 [-]
D	-	zdolność przepuszczania [-]
D	-	kierunek wiatru [°]
e	-	emisyjność [-]
f	-	siła masową []
g	-	przyspieszenie ziemskie [m/s <sup>2</sup> ]
H	-	wysokość [m]
h	-	entalpia [J/kg]
h <sub>i</sub>	-	konwekcyjny/radiacyjny współczynnik przejmowania ciepła dla wewnętrznej ściany [ $\frac{W}{m^2 K}$ ]
h <sub>e</sub>	-	konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła dla zewnętrznej ściany pomieszczenia [ $\frac{W}{m^2 K}$ ]
i	-	strefa powietrza wentylacyjnego
I <sub>c,θ</sub>	-	natężenie promieniowania całkowitego na płaszczyznę [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>b,θ</sub>	-	natężenie promieniowania bezpośredniego na płaszczyznę [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>r,θ</sub>	-	natężenie promieniowania rozproszonego na płaszczyznę [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>d,θ</sub>	-	natężenie promieniowania odbitego na płaszczyznę [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>O</sub>	-	natężenie promieniowania okołozemskiego [W/m <sup>2</sup> ]
I <sub>SC</sub>	-	natężenie promieniowania słonecznego docierającego do zewnętrznych warstw atmosfery [W/m <sup>2</sup> ]
j	-	ilość powierzchni dzielących strefę i
K	-	energia kinetyczna [J/kg]

$k$	-	energia kinetyczna turbulencji [J/kg]
$k_T$	-	współczynnik jasności [-]
$m_i$	-	masa powietrza w strefie $i$ [kg]
$\dot{m}_{ij}$	-	natężenie masowe pomiędzy strefą $i$ a strefą $j$ [kg/s]
$\dot{m}_{\text{źródło}}$	-	natężenie masowe pochodzące z wewnętrznych źródeł [kg/s]
$\dot{m}_{out}$	-	natężenie masowe wypływające ze strefy [kg/s]
$\dot{m}_{\text{źródło}}$	-	masa dostarczana przez system wentylacji mechanicznej [kg]
$\dot{m}_{out}$	-	masa usuwana przez system wentylacji mechanicznej [kg]
$n$	-	ilość stref [szt.]
$P_0$	-	ciśnienie [Pa]
$P_w$	-	ciśnienie wywołane naporem [Pa]
$\Delta p$	-	różnica ciśnień pomiędzy powietrzem wewnętrznym a zewnętrznym [Pa]
$P$	-	ciśnienie [Pa]
$P_{2,6}$	-	oznaczenie i lokalizacja barometru
$p(x,y,z,t)$	-	ciśnienie chwilowe [Pa]
$\bar{p}$	-	ciśnienie chwilowe średnie [Pa]
$\dot{p}$	-	ciśnienie chwilowe wartości odchyień od średnich [Pa]
$Pr_T$	-	liczba turbulentna Prandla [-]
$Pr$	-	liczba Prandla [-]
$p_{atm}$	-	pomierzona wartość ciśnienia atmosferycznego [Pa]
$Q_i$	-	energia wewnętrzna strefy $i$ [J],
$q_{ij}$	-	strumień ciepła przechodzący do strefy $i$ ze strefy $j$ [W],
$q_{\text{źródło}}$	-	ciepło dostarczane ze strefy [W]
$q_{out}$	-	ciepło usuwane ze strefy [W]
$q$	-	gęstość strumienia ciepła [ $\frac{W}{m^2}$ ]
$R$	-	zdolność odbijania lub refleksyjności [-]
$R$	-	stała gazowa [J/(mol·K)]
$Re$	-	liczba Reynoldsa [-]
$r_b$	-	wskaźnik geometryczny promieniowania bezpośredniego [-]
$r_r$	-	wskaźnik geometryczny promieniowania rozproszonego [-]
$S$	-	natężenia promieniowania słonecznego padającego na południową ścianę komina [W/m <sup>2</sup> ]
$S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz}$	-	siły masowe [kg/(m <sup>2</sup> *s <sup>2</sup> )]
$S_{inlet}$	-	powierzchnia wlotu do pomieszczenia [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-A}$	-	wewnętrzna powierzchnia pomiędzy pomieszczeniem a kanałem wentylacyjnym TYP I [m <sup>2</sup> ]



$S_{air-S}$	-	wewnętrzna powierzchnia między pomieszczeniem a ścianą zewnętrzną i oknem TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-in}$	-	powierzchnia kanału w strefie wewnątrz budynku typ I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-S}$	-	południowa powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-E}$	-	wschodnia powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-N}$	-	północna powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-W}$	-	zachodnia powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-Top}$	-	górną powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{outlet}$	-	powierzchnia wylotu z kanału TYP I [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-g-S}$	-	południowa powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-g-E}$	-	wschodnia powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-g-N}$	-	północna powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-g-W}$	-	zachodnia powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$S_{ch-g-Top}$	-	górną powierzchnia kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$T_i$	-	temperatura wewnętrzna [°C]
$T_e$	-	temperatura zewnętrznej [°C]
$\Delta T$	-	różnica temperatury zewnętrznej i wewnętrznej [°C]
$t$	-	czas [s]
$T$	-	temperatury powietrza [°C]
$T_{inlet}$	-	temperaturą powietrza mierzona na wlocie do pomieszczenia [°C]
$T_{Wall-in}$	-	średnia temperatura wewnętrznej powierzchni komina [°C]
$T_{a,in}$	-	temperatura powietrza wewnątrz pomieszczeń [°C]
$T_{sol}$	-	temperatura słoneczna [°C]
$T_{SC}$	-	średnia temperatura ściany zewnętrznej pomieszczenia [°C]
$T_{amb}$	-	temperatura powietrza zewnętrznego uzyskana z pomiarów [°C]
$T_O$	-	średnią temperaturą okna [°C]
$T_{TOP}$	-	średnią temperaturą na powierzchni górnej komina [°C]

$T_S$	-	średnia temperatura na powierzchni południowej komina [°C]
$T_E$	-	średnia temperatura na powierzchni wschodniej komina [°C]
$T_W$	-	średnia temperatura na powierzchni zachodniej komina [°C]
$T_N$	-	średnia temperatura na powierzchni północnej komina [°C]
$T_{SK}$	-	średnia temperaturą ściany zewnętrznej komina [°C]
T2,6	-	oznaczenie i lokalizacja termometru
$u$	-	wektor prędkości [m/s]
$u_{inlet}$	-	prędkość mierzona doświadczalnie na wlocie do pomieszczenia [m/s]
$u(x,y,z,t)$	-	prędkość chwilowa [m/s]
$\bar{u}$	-	prędkość chwilowa średnia [m/s]
$\dot{u}$	-	prędkość chwilowa wartości odchyień od średnich [m/s]
$u_\tau$	-	prędkość tarcia [m/s]
$\dot{V}(t)$	-	ilość powietrza wychodzącego z układu wentylacyjnego [m <sup>3</sup> /s]
$V_R$	-	kubatury pomieszczenia wentylowanego [m <sup>3</sup> ]
$V_{met}$	-	jest to prędkość wiatru uzyskana z pomiarów meteorologicznych [m/s]
$V_i$	-	objętość [m <sup>3</sup> ]
$V$	-	prędkość przepływu powietrza [m/s]
VT1,3,4,5	-	oznaczenie i lokalizacja termoanemometru
$V_{wind}$	-	prędkość wiatru [m/s]
WD6	-	oznaczenie i lokalizacja wiatromierza
$Wall_{in}$	-	powierzchnia ścian kanału w strefie wewnątrz budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_{sc}$	-	powierzchnia ściany zewnętrznej pomieszczenia TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_o$	-	powierzchnia okna TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_{Top}$	-	górną ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_S$	-	południową ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_W$	-	zachodnią ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_E$	-	wschodnią ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]
$Wall_N$	-	północną ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP I [m <sup>2</sup> ]

$Wall_g-Top$	-	górną ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$Wall_g-S$	-	południową ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$Wall_g-W$	-	zachodnią ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$Wall_g-E$	-	wschodnią ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$Wall_g-N$	-	północną ścianą kanału w strefie wystającej z budynku TYP II [m <sup>2</sup> ]
$x$	-	wymiar liniowy [m]
$y^+$	-	bezwymiarowa odległość od ściany [-]

#### Symbole Greckie

$\alpha$	-	dyfuzyjność termiczna [m <sup>2</sup> /s]
$\alpha_T$	-	dyfuzja turbulentna [Pa·s]
$\gamma$	-	kąt azymutalny powierzchni [°]
$\delta$	-	deklinacja Słońca
$e$	-	stopień emisji (czarności) [-]
$\varepsilon$	-	dyssypacja energii [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\lambda$	-	współczynnik przewodzenia ciepła [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]
$\mu$	-	dynamiczny współczynnik lepkości [Pa·s]
$\mu'$	-	drugi współczynnik lepkości (tzw. Lepkość druga lub objętościowa) [Pa·s]
$\mu_T$	-	lepkość turbulentna [Pa·s]
$\nu$	-	lepkość kinematyczna [m <sup>2</sup> /s]
$\rho_e$	-	gęstość powietrza zewnętrznego [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_i$	-	gęstość powietrza wewnętrznego [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho$	-	gęstość materiału [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_\varepsilon$	-	wartość stała modelu turbulencji równa 1.30 [-]
$\sigma_k$	-	wartość stała modelu turbulencji równa 1.00 [-]
$\bar{\tau}$	-	tensor naprężeń [Pa]
$\tau$	-	czas trwania emisji ilości energii Q
$\tau_{xx}, \dots, \tau_{zy}$	-	naprężenia styczne [Pa]
$\tau^V$	-	tensor naprężeń [Pa]
$\Phi$	-	dyssypacja lepkości [W/m <sup>3</sup> ]
$\Phi_{j \rightarrow 1}$	-	strumień ciepła pomiędzy powierzchnią $j$ a strefą powietrza wentylacyjnego i [W].
$\Phi_{\text{źródło}}$	-	strumień ciepła dla wewnętrznego źródła [W]

$\phi$	-	szerokość geograficzna [°]
$\omega$	-	kątem godzinowym położenia Słońca na widnokręgu [°]

Pozostałe skróty

RANS	-	uśredniony ruch turbulentny (nazwa angielska Reynolds Average Navier-Stokes)
<i>TRM</i>	-	Typowy Rok Meteorologiczny
$\theta$	-	kąt padania płaszczyzny horyzontalnej na płaszczyznę nachyloną do poziomu [°]
$\theta_z$	-	kąta padania promieniowania słonecznego na płaszczyznę horyzontalną [°]
$\nabla$	-	operator nabra [-]
$\nabla \cdot$	-	operator określającym dywergencję [-]

## 1. WPROWADZENIE

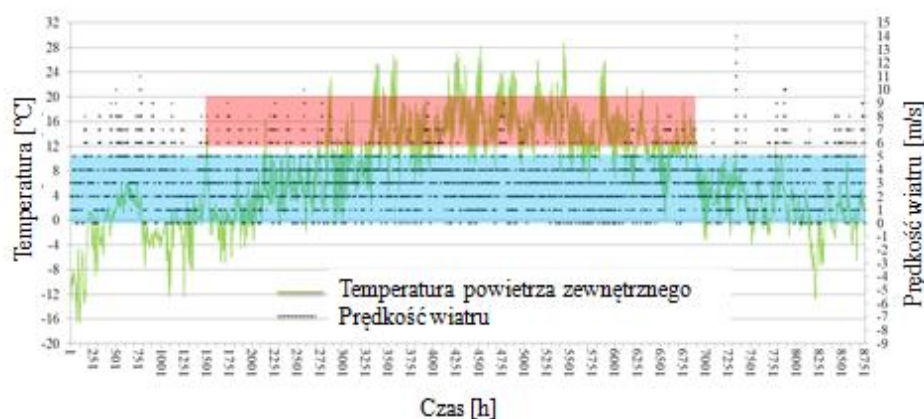
W Polsce ponad połowę energii zużywana jest na ogrzewanie i wentylację budynków. Jak wynika z badań Geryło R. około 70% energii przypada na budynki mieszkalne a 30% na budynki użyteczności publicznej [46]. To sprawia, że budownictwo jest najbardziej energochłonnym sektorem w kraju. Z uwagi na rosnące ceny nośników energii i na coraz bardziej restrykcyjne wytyczne podczas projektowania budynków, inwestorzy decydują się na budowę przede wszystkim budynków ekonomicznych w eksploatacji.

Tradycja budowlana i realia ekonomiczne w Polsce od lat preferują najtańszy z punktu widzenia inwestycyjnego system wentylacji czyli wentylację naturalną (grawitacyjną), która opiera się wyłącznie na siłach natury. Mechanizmem sprawczym wywołującym przepływ powietrza w mieszkaniach, jak również między wnętrzem budynku a otoczeniem jest różnica ciśnień wywołana różnicą temperatur powietrza oraz siłą wiatru [40] [85] [111] [39]. Wentylacja naturalna działa najlepiej, gdy temperatura na zewnątrz jest zdecydowanie niższa niż w budynku [50] [74] [29], jeśli jest zbliżona do tej we wnętrzu, siła ciągu w kanałach wentylacyjnych staje się zbyt mała, aby skutecznie usuwać powietrze z pomieszczeń. Zgodnie z normą [100] wentylacja naturalna może przestać działać prawidłowo, jeżeli temperatura powietrza zewnętrznego  $T_e$  przekracza  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  lub gdy mówimy o tzw. ciszy wiatrowej lub o tzw. słabym wietrze, co zostało sprawdzone na podstawie wcześniejszych badań własnych Antczak-Jarząbska R., Niedostatkiwicz M [5]. Aby poznać ilość dni, w których występują niekorzystne warunki klimatyczne sprawdzono na podstawie typowego Roku Meteorologicznego ilość godzin w roku kalendarzowym, podczas których jest duże prawdopodobieństwo, że wentylacja grawitacyjna nie będzie działać. Do analizy przyjęto założenia:

1. Temperatura powietrza zewnętrznego  $12\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_e \leq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$  – założono, jako górne kryterium wartość  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ponieważ powyżej tej temperatury założono, że występują ciepłe dni i można przewietrzać pomieszczenia.
2. Prędkość wiatru  $V_{wind} = 0\text{-}5\text{ m/s}$ .

Do analizy przyjęto dane z typowego Roku Meteorologicznego dla miasta Elbląg, ponieważ Elbląg ze względu na swoją lokalizację nie jest narażony na częste podmuch wiatru tak jak miasta leżące nad wybrzeżem. Dla miasta Elbląg sporządzono ciągle 30 letnie pomiary klimatu zewnętrznego. Typowy Rok Meteorologiczny [103] zawiera uśrednione dane godzinowe opracowane zgodnie z metodologią ISO [101]. Na Rys.1 kolorem czerwonym oznaczono przedział temperatury zewnętrznej podczas, której wentylacja grawitacyjna przestaje być wydajna. Natomiast kolorem niebieskim zaznaczono prędkość wiatru, która może być zbyt niska, żeby utrzymać wydajność wentylacji grawitacyjnej na pożądanym poziomie. Analiza wykazała (Rys.1), że w roku występuje ponad 5500 h podczas, których co najmniej jeden mechanizm

wywołujący ruch powietrza wentylacyjnego nie działa. Stanowi to aż 60% z całego roku kalendarzowego. Natomiast zakładając, że nie działają w ogóle mechanizmy wywołujące ruch powietrza wentylacyjnego (zgodnie z założeniami 1: Temperatura powietrza zewnętrznego  $12^{\circ}\text{C} \leq T_e \leq 20^{\circ}\text{C}$  i 2: Prędkość wiatru  $V_{wind} = 0-5 \text{ m/s}$ ) wówczas uzyskujemy 2200 h występowania problemów z wentylacją grawitacyjną, a to stanowi ok 26% z całego roku kalendarzowego.



Rys.1. Temperatura powietrza zewnętrznego oraz prędkość wiatru określona dla miasta Elbląg na podstawie danych z TRM

### 1.1. CEL I ZAKRES PRACY

W wentylacji grawitacyjnej będącej głównym sposobem wymiany powietrza zużytego na świeże w budynku, w Polsce istnieje duży potencjał zwiększenia jej wydajności w okresach, w których panuje osłabienie sił wymuszających naturalny przepływ powietrza. Przedmiotem badań doświadczalnych był układ wentylacji naturalnej (grawitacyjnej), który najczęściej występuje w budynkach mieszkalnych zlokalizowanych w polskiej strefie klimatycznej. Badania wykonane w rzeczywistym układzie wentylacyjnym pozwoliły poznać zachodzące w nim zjawiska fizyczne, dla zaproponowanych rozwiązań technicznych sprawdzić doświadczalnie wydajność wentylacji oraz stanowiły podstawę do sprawdzenia poprawności działania modelu numerycznego.

Za cel rozprawy przyjęto wskazanie optymalnej metody stabilizacji warunków przepływu powietrza wentylacyjnego. Stabilizacja warunków przepływu utożsamiana jest z poprawą skuteczności wentylacji grawitacyjnej poprzez zwiększenie jej wydajności. Natomiast zaproponowane metody poza wartościami przedstawiającymi wydajność sprawdzono jeszcze pod względem

uwarunkowań technicznych oraz ekonomicznych. Realizacja opisanego celu ma uzasadnić następującą tezę:

**„Istnieją techniczne możliwości zwiększenia wydajności przepływu powietrza wentylacyjnego w kanałach trzonów kominowych”.**

Praca ta pozwoli na wyłonienie najlepszej techniki wzmacniającej ciąg w kanałach wentylacyjnych w klimacie typowym dla klimatu polskiego.

Uzasadnienie tezy zostało zrealizowane poprzez następujące działania, wchodzące w zakres niniejszej pracy:

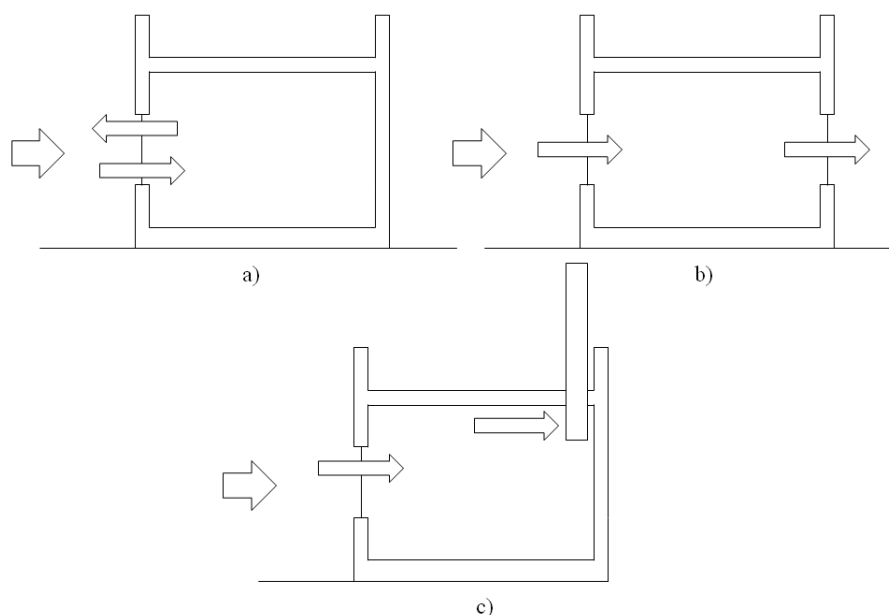
- przegląd aktów prawnych oraz literatury dotyczącej modelowania energetycznego budynków,
- przeprowadzenie badań literaturowych z zakresu metod intensyfikowania naturalnej wentylacji w budynkach,
- wybór odpowiednich technik pomiarowych i przygotowanie stanowiska pomiarowego, przeprowadzenie badań wentylacji grawitacyjnej w rzeczywistym obiekcie, opracowanie wyników eksperymentalnych oraz stworzenie bazy do porównań z obliczeniami numerycznymi,
- analiza wrażliwości wydajności wentylacji przy zmianie układu wentylacyjnego, przeprowadzona doświadczalnie,
- wykonanie symulacji numerycznej procesu wymiany powietrza w programie Ansys CFX, opracowanie wyników oraz stworzenie bazy do porównań z eksperymentem i obliczeniami numerycznymi,
- wykorzystanie zweryfikowanego modelu numerycznego do wykonania obliczeń prędkości przepływu powietrza w zależności od nasilenia prędkości wiatru i natężenia promieniowania słonecznego,
- sformułowanie wniosków ogólnych i szczegółowych,
- oszacowanie pod kątem możliwości technicznych i ekonomicznych zaproponowanych rozwiązań poprawiających wydajność wentylacji grawitacyjnej.

## **1.2. WENTYLACJA NATURALNA W BUDYNKACH**

Człowiek obecnie średnio spędza prawie 90% swojego czasu w pomieszczeniach, dlatego ważne jest aby zapewnić jak najlepsze warunki klimatu wewnętrznego (temperatura 20-23°C i wilgotność 45-60%) . Ze względu na wahania cen nośników energii istotne jest również, aby uniezależnić się od ich wpływu. W tym celu zwiększa się zastosowanie zrównoważonych technik takich jak energia słoneczna, energia wiatrowa, czy energia wodna. Niestety możliwość zastosowania tych technik jest bardzo mocno zależne od warunków klimatu zewnętrznego. W związku z tym, rozważając zastosowanie wentylacji naturalnej w budynku niezbędne jest uwzględnienie warunków klimatu zewnętrznego panujące w obszarze budynku. Wentylacja naturalna

cechuje się trudnością w utrzymaniu stabilnych warunków klimatu wewnętrznego, ponieważ ruch powietrza wentylacyjnego bezpośrednio związany jest ze zmianami klimatu zewnętrznego.

Ilość dostarczanego świeżego powietrza do budynku z wentylacją naturalną może być kontrolowana poprzez otwory wlotowe. Otwory wlotowe, które towarzyszą wentylacji naturalnej są to okna, szczeliny, czy nawiewniki okienne. Ze względu na lokalizację otworów wlotowych jak i wylotowych wentylację naturalną możemy podzielić na trzy typy: jednostronna, poprzeczna i grawitacyjna. Rysunek 2 przedstawia poglądowy schemat sposobu działania wentylacji naturalnej przy różnej konfiguracji otworów wentylacyjnych. W przypadku wentylacji jednostronnej (single-sided ventilation) otwór wentylacyjny umieszczony jest z jednej strony budynku pełniąc tym samym funkcję wlotową jak i wylotową (Rys.2a). Natomiast w przypadku wentylacji poprzecznej (cross ventilation) otwory zlokalizowane są po przeciwnych stronach pomieszczenia (Rys.2b). W tego typu wentylacji dochodzi do tzw. przewietrzania. Do najbardziej popularnego typu wentylacji naturalnej stosowanego w krajach o klimacie umiarkowanym zalicza się wentylację kominową (grawitacyjną) (stack ventilation) (Rys.2c). Ten rodzaj wentylacji naturalnej będzie przedmiotem dalszej analizy w niniejszej pracy.



Rys.2. Schemat sposobu działania wentylacji naturalnej przy różnej konfiguracji otworów wentylacyjnych: a) wentylacja jednostronna, b) wentylacja poprzeczna, c) wentylacja kominowa (grawitacyjna)



Zadaniem wentylacji jest odpowiednia wymiana powietrza w celu osiągnięcia zadawalającej jakości powietrza wewnętrznego. Wymiana powietrza prowadzi do usunięcia zanieczyszczonego powietrza powodując tym samym miejsce na dostarczenie świeżego powietrza. Natomiast skuteczność działania wentylacji naturalnej zależy przede wszystkim od warunków klimatu zewnętrznego i parametrów charakteryzujących budynek. Do warunków zewnętrznych obejmujących mikroklimat zalicza się: prędkość wiatru, temperaturę, wilgotność, czy topografię terenu. Do najistotniejszych cech określających charakterystykę budynku można zaliczyć: orientację w terenie, ilość okien i innych otworów wentylacyjnych, ich wielkość i usytuowanie [14] [84].

### 1.3. WYDAJNOŚĆ WENTYLACJI NATURALNEJ

Wydajność wentylacji naturalnej określa zapotrzebowanie na powietrze wentylacyjne w pomieszczeniach o stałej i niewielkiej ilości występowania czynników szkodliwych i uciążliwych dla zdrowia oraz zastosowanych prostych urządzeniach wentylacyjnych. Wydajność wentylacji naturalnej (ACH) (nazwa angielska *air change rate per hour*) wyznaczana jest na podstawie zależności, w której niezbędne jest oszacowanie ilości powietrza wychodzącego z układu wentylacyjnego do kubatury pomieszczenia wentylowanego:

$$ACH(t) = \frac{\dot{V}(t) \cdot 3600}{V_R} \quad (1)$$

gdzie:

ACH(t) - krotność wentylacji naturalnej (wydajność wentylacji), h<sup>-1</sup>  
 $\dot{V}(t)$  - ilość powietrza wychodzącego z układu wentylacyjnego, m<sup>3</sup>/s  
 $V_R$  - kubatury pomieszczenia wentylowanego, m<sup>3</sup>

Proces wymiany powietrza w czasie pomiaru przyjęto jako wartość niezależna od czasu. W związku z tym ilość powietrza wychodzącego z układu wentylacyjnego  $\dot{V}(t)$  a zatem i krotność wentylacji naturalnej ACH(t) przyjmuje się jako wartości stałe  $\dot{V}$  i ACH. Dla wyznaczenia krotności wentylacji naturalnej, która ma na celu pokazanie wydajności wentylacji wprowadzono następujące uproszczenia:

- powietrze podczas pomiarów uważa się za dokładnie wymieszane,
- wewnątrz pomieszczenia nie występują gradienty, oznacza to, że koncentracja powietrza jest taka sama w całym układzie wentylacyjnym.

## 2. MODELE DO SZACOWANIA PRZEPIYU POWIETRZA W BUDYNKU - PRZEGLAD LITERATURY

### 2.1. SILY WYMUSZAJACE NATURALNY PRZEPIY W BUDYNKU

Na podstawie literatury jak i z badan wynika, ze wymiana powietrza w przypadku wentylacji naturalnej odbywa sie przez okna, drzwi oraz zaprojektowane otwory wentylacyjne. Proces ten jest wynikiem dzialania sily naporu wiatru oraz wyporu termicznego [14], [91]. Przeplyw powietrza przez budynek, mimo ze zachodzi w wyniku dzialania parametrów klimatycznych, jest przeplywem zamierzonym. Istnieje natomiast jeszcze niekontrolowany i niezamierzony przeplyw powietrza przez budynek. Przeplyw ten wywoływany jest tymi samymi czynnikami, czyli wiatrem i różnicą gęstości. Zjawisko to nazywane jest infiltracją powietrza, która występuje w szczelinach okiennych i mikropęknięciach w przegrodach budynku. Przeplyw powietrza przez okna, otwory i szczeliny w obudowie budynku jest wynikiem powstawania w miejscu przeplywu sumy spadku ciśnienia od wiatru i różnicy temperatur.

#### 2.1.1. Wypór termiczny

W przypadku wentylacji naturalnej wypór termiczny powstaje pod wpływem różnicy ciśnień wywołany różnicą temperatur pomiędzy powietrzem zewnętrznym a wewnętrznym. Różnica ciśnień zwiększa się wraz z wysokością otworów wentylacyjnych, jeżeli występuje jeden otwór wówczas zimne powietrze napływa przez dolną część otworu a wypływa na zewnątrz przez górną część otworu. Podstawowym równaniem określającym wartość ciśnienia w jednym punkcie jest:

$$P = P_0 - \rho_0 g H \quad (2)$$

gdzie:

- $P_0$  oznacza ciśnienie [Pa],
- $g$  – przyspieszenie ziemskie [ $m/s^2$ ],
- $H$  – wysokość [m],
- $\rho_e$  – gęstość powietrza zewnętrznego [ $kg/m^3$ ].

Jeżeli w równaniu (2) zostanie uwzględniona różnica gęstości pomiędzy powietrzem wewnętrznym (i) a zewnętrznym (e) wówczas otrzymamy:

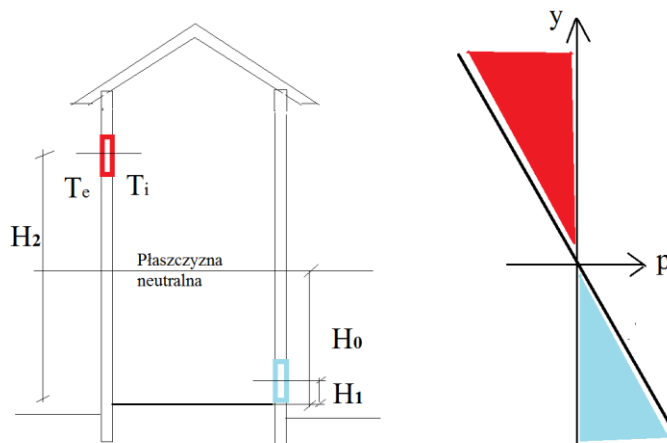
$$P_i = P_{i,0} - \rho_i g H \quad (3)$$

$$P_e = P_{e,0} - \rho_e g H \quad (4)$$

Różnica ciśnień pomiędzy powietrzem wewnętrznym (i) a zewnętrznym (e) jest określona wzorem:

$$\Delta P = P_{e,0} - P_{i,0} - (\rho_e - \rho_i)gH \quad (5)$$

Podczas projektowania wentylacji naturalnej należy zwrócić szczególną uwagę na prawidłowe rozmieszczenie otworów wentylacyjnych. W wyniku przemieszczania się ciepłego powietrza do górnych części pomieszczenia przy posadzce powstaje podciśnienie w stosunku do otoczenia, natomiast pod stropem powstaje nadciśnienie. Na pewnej wysokości występuje zrównanie ciśnień w pomieszczeniu z ciśnieniem otoczenia (Rys.3). Wysokość tę określa się mianem płaszczyzny neutralnej (nazwa angielska Neutral plane). Otwory wentylacyjne zlokalizowane na tej wysokości nie są skuteczne. Powyżej płaszczyzny neutralnej, gdzie wewnętrzne ciśnienie jest wyższe niż ciśnienie zewnętrzne, powinny znajdować się otwory wentylacyjne wyciągowe. Poniżej płaszczyzny neutralnej ciśnienie zewnętrzne jest wyższe niż ciśnienie wewnętrzne i dlatego należy lokalizować tam otwory napływu powietrza świeżego [73].



Rys.3. Zasada działania wentylacji naturalnej (grawitacyjnej) pod wpływem różnic temperatury (opracowanie własne na podstawie [42])

Na podstawie (Rys.3) wyznaczamy różnice ciśnień w punkcie  $H_1$  zależną od temperatury wewnętrznej ( $T_i$ ) i zewnętrznej ( $T_e$ ) oraz od gęstości powietrza ( $\rho$ ) i przyspieszenia ziemskiego ( $g$ ):

$$\Delta P_H = \rho_i g H_0 \frac{T_i - T_e}{T_e} - \rho_i g H_0 \frac{T_i - T_e}{T_e} = \rho_i g (H_0 - H_1) \frac{T_i - T_e}{T_e} \quad (6)$$

Różnica ciśnień we wzorze (6), w którym  $H_1$  jest poniżej płaszczyzny neutralnej wskazuje na to, że ciśnienie na zewnątrz jest wyższe niż wewnątrz. Ze wzoru

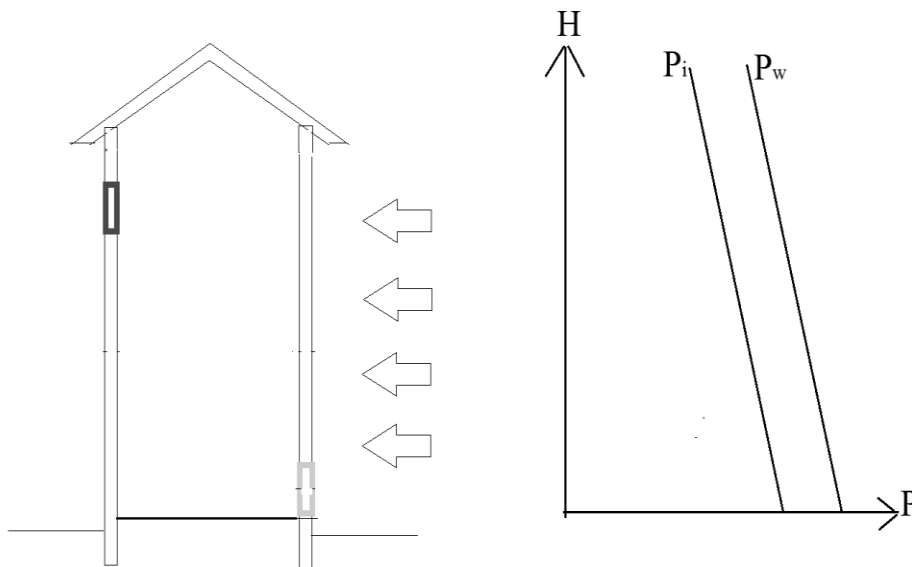
(6) wynika, że różnica ciśnień zwiększa się wraz ze wzrostem wysokości otworów lub wraz ze wzrostem różnic temperatur.

### 2.1.2. Napór wiatru

Wiatr napierający na budynek generuje ciśnienie na jego zewnętrznej przegrodzie. Wartość tego ciśnienia jest niezależna od ciśnienia panującego w środku budynku. W przypadku, kiedy na budynek nie działają żadne inne siły poza naporem wiatru, powstają różnice ciśnień określone przez ciśnienie statyczne wewnątrz budynku. Podczas naporu wiatru różnica ciśnień zależy od jego prędkości i kierunku. Wiatr tworzy nadciśnienie po stronie nawietrznej a podciśnienie od strony zawietrznej (Rys.4). Ciśnienie wywołane naporem wiatru ( $P_w$ ) opisane jest równaniem (7). Wartość ciśnienia wyznacza się poprzez iloczyn bezwymiarowej wartości współczynnika ciśnieniowego ( $C_p$ ) oraz ciśnienia dynamicznego:

$$P_w = C_p * \frac{1}{2} * \rho_e * U_{ref}^2 \quad (7)$$

Wartość współczynnika  $C_p$  zależy od wielu parametrów takich jak: geometria budynku, kształt budynku, stopień narażenia elewacji budynku na napór wiatru oraz od terenu, na którym występuje budynek [35].



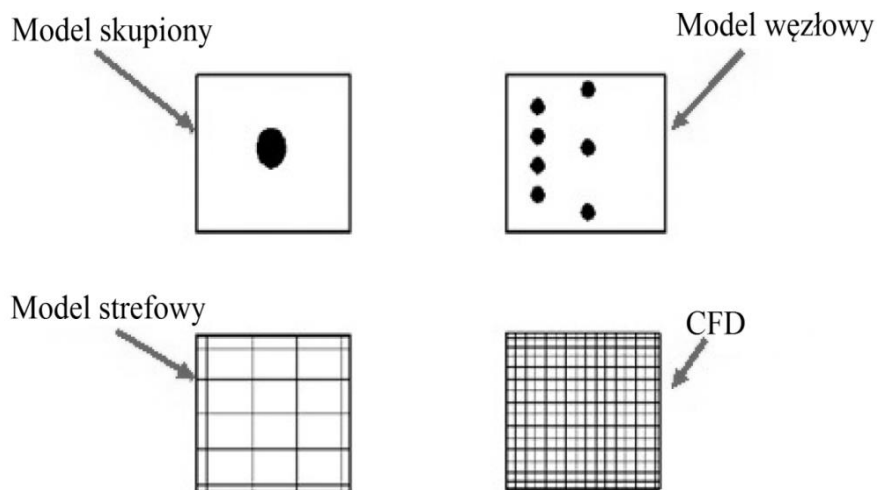
Rys.4. Zasada działania wentylacji naturalnej (grawitacyjnej) pod wpływem naporu wiatru, opracowanie własne na podstawie [42]

## 2.2. MODELOWANIE ENERGETYCZNE BUDYNKÓW

Na podstawie literatury zauważono, że od czterdziestu lat rozwijane są programy przeznaczone do symulacji procesów wymiany ciepła i masy w budynkach i prognozowania zapotrzebowania budynków na energię [71]. Obecnie w ramach szeroko pojętego modelowania energetycznego budynków, dostępnych jest ponad 350 aplikacji komputerowych [17]. Na świecie występuje wiele organizacji, które w ramach swojej działalności opracowują programy możliwe do wykorzystania komercyjnego lub naukowego. Jedną z najpopularniejszych organizacji jest U.S. Department of Energy „Building Energy Software Tools Directory”, w której programy podzielone zostały na dwie kategorie:

- I. Modelowanie statyczne.
- II. Modelowanie dynamiczne.

W ujęciu statycznym obliczenia wykonuje się przy założeniu przepływu ciepła przez przegrody budynku w warunkach ustalonych tj. Wszystkie wielkości fizyczne są niezależne od czasu. Parametry klimatu zewnętrznego podawane są, jako wielkości średnie, miesięczne opracowane w oparciu o dane meteorologiczne z okresu 30 lat. Natomiast w ujęciu dynamicznym wykorzystywane są modele zjawisk fizycznych zachodzących w budynku, wpływających na przebieg procesu wymiany ciepła, uwzględniające zależność wielkości fizycznych od czasu. Przebiegi tych procesów modelowane są dla określonego kroku czasowego, zwykle o długości jednej godziny [44]. Modele energetyczne stosowane do predykcji przepływu powietrza w budynkach często różnią się znacznie zastosowanym podejściem, co prowadzi do bardzo różnej dokładności prognozowania. Modele energetyczne do wyznaczania przebiegu i intensywności przepływu powietrza można podzielić na model skupiony, węzłowy, strefowy i podejście wykorzystujące Obliczeniową Dynamikę Płynów nazwa angielska *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Ogólna charakterystyka modeli dynamicznych została przedstawiona na (Rys.5).



Rys.5. Klasyfikacja modeli przepływu powietrza [51]

### 2.1.3. Modele teoretyczne

Obliczenia analityczne skoncentrowane są na relacji pomiędzy ilością wymienianego powietrza lub prędkością jego przepływu a różnicą temperatur oraz prędkością wiatru. Bazując na podstawowych równaniach z mechaniki płynów modele teoretyczne przedstawiają uproszczoną formę opisu zjawiska. Dzięki temu szybko można wyliczyć ilość powietrza wentylacyjnego lub średnią prędkość przepływu. Niestety są to wartości szacunkowe w związku z tym zastosowanie tej metody jest jedynie przydatne w początkowej fazie projektu. Modele teoretyczne często nieliniowe zależności wynikające np. z występującego wiatru zastępują współczynnikami doświadczalnymi. Poniżej przedstawiono najczęściej stosowane teoretyczne metody wyznaczania strumienia objętości powietrza wentylacyjnego.

#### 2.1.3.1. Standard ASHRAE

W początkowej fazie projektowania w celu wyznaczenia szacunkowej wartości powietrza wentylacyjnego zwykle stosuje się model obowiązujący w standardzie ASHRAE [55]. Aby wyznaczyć wartość powietrza wentylacyjnego należy znać sumę powierzchni otworów przepuszczających powietrze oraz dobrać empiryczne współczynniki „a” oraz „b” określone w normie ASHRAE. Współczynnik „a” zmienia się wraz z rodzajem budynku: jedno, dwu i trzy piętrowego. Współczynnik „b” zmienia wartość w zależności od liczby pięter oraz dodatkowo zależy od lokalizacji budynku w terenie. Rozróżnia się teren: otwarty, zabudowany, o zwartej zabudowie itd.

$$\dot{V}_{theo} = A_{ef} \sqrt{a\Delta T + bv_{met}^2} \quad (8)$$

gdzie:

$A_{ef}$  - efektywna powierzchnia otworów [m<sup>2</sup>],

$a$  - współczynnik odnoszący się do infiltracji wywołanej różnicą temperatur [m<sup>6</sup> \* h<sup>-2</sup> \* cm<sup>-4</sup> \* K<sup>-1</sup>],

$\Delta T$  - różnica temperatury zewnętrznej i wewnętrznej [K],

$b$  - współczynnik odnoszący się do infiltracji wywołanej występującym wiatrem [m<sup>4</sup> \* s<sup>2</sup> \* h<sup>-2</sup> \* cm<sup>-4</sup>],

$V_{met}$  - prędkość wiatru uzyskana z pomiarów meteorologicznych [m/s].

### 2.1.3.2. Model Lawrence Berkeley Laboratory (LBL)

Model zaproponowany przez Berkeley Laboratory służy głównie do wyznaczania powietrza wentylacyjnego w jednostrefowych budynkach. Model ten nie wymaga znajomości fizycznej charakterystyki obiektu. W celu wyznaczenia całkowitej ilości powietrza wentylacyjnego należy znać efektywną powierzchnię przepływu powietrza oraz różnicę ciśnień pomiędzy powietrzem zewnętrznym i wewnętrznym. Wartość powietrza wentylacyjnego wyznacza się z zależności:

$$\dot{V}_{LBL} = A_{eff} \sqrt{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)} \quad (9)$$

gdzie:

$A_{eff}$  - efektywna powierzchnia otworów [m<sup>2</sup>],

$\Delta p$  - różnica ciśnień pomiędzy powietrzem wewnętrznym a zewnętrznym [Pa],

$\rho$  - określa gęstość powietrza [kg/m<sup>3</sup>].

### 2.1.4. Model skupiony

Modele teoretyczne, które zostały omówione wcześniej formułowane są przy założeniach upraszczających opis zjawiska, a to z kolei prowadzi do tego, że wyniki obliczeń obarczone są większym lub mniejszym błędem. Jak przedstawiono powyżej obliczany jest zazwyczaj nie strumień masowy, a strumień objętości powietrza. Wcześniej wspomniane modele bazują na stanie ustalonym co oznacza, że stan tego układu fizycznego jest niezależny od zmiennej czasu.

Drugą grupą modeli służących do określania przepływu powietrza są modele dynamiczne, w których stan układu fizycznego zależy od czasu. Najprostszym modelem dynamicznym jest model skupiony (nazwa angielska *Lumped model*). Bilans cieplny w modelu skupionym można przedstawić w następującej postaci różniczkowej:

$$\sum_{j=1}^n \Phi_{j \rightarrow 1} + \Phi_{\text{źródło}} = \rho_i V_i c_p \frac{dT_i}{dt} \quad (10)$$

gdzie:

$i$  - strefa powietrza wentylacyjnego,

$j$  - ilość powierzchni dzielących strefę  $i$ ,

$\Phi_{j \rightarrow 1}$  - strumień ciepła pomiędzy powierzchnią  $j$  a strefą powietrza wentylacyjnego  $i$  [W].

W przypadku wystąpienia wewnętrznych źródeł uwzględnia się strumień ciepła:  $\Phi_{\text{źródło}}$  [W],  $\rho_i$  jest to gęstość powietrza [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $V_i$  oznacza objętość [ $\text{m}^3$ ],  $c_p$  określa ciepło właściwe powietrza [ $\text{J}/(\text{kg}^3\text{K})$ ],  $T$  oznacza temperaturę powietrza [K] oraz  $t$  to czas [s]. Dla tego podejścia powietrze wewnątrz budynku traktowane jest jako jedna objętość, dlatego model określany jest jako skupiony. Ze względu na uproszczone podejście model nie odzwierciedla przepływu powietrza wewnątrz pomieszczeń.

### 2.1.5. Modele węzłowe (sieciowe)

Wspomniane modele nie obejmują wszystkich obiektów budowlanych. Dotyczą one jedynie budynków jednostrefowych, z otworami dla przepływu powietrza pomiędzy otoczeniem zewnętrznym budynku a jego wnętrzem. Inaczej jest w podejściu zaproponowanym w modelu sieciowym, gdyż powietrze wewnętrzne traktowane jest jako zbiór węzłów [18]. Węzłem jest pokój, ale także i strefa w budynku. Węzły są powiązane pomiędzy sobą tzw. ścieżkami przepływu o określonym spadku ciśnienia. Każdy z węzłów sieci odpowiada więc innej wartości ciśnienia. Na zewnątrz budynku węzły opisane są przez parametry klimatu zewnętrznego: temperatura, prędkość wiatru, ciśnienie [54]. Z uwagi na nieliniową relację pomiędzy strumieniem masowym powietrza a spadkiem ciśnienia w węzłach wewnętrznych, obliczenia prowadzone są numerycznie np. za pomocą metody Newton-Rapson. Spadki ciśnienia, powstające w wyniku przepływu w środku budynku, mają wpływ na kształtowanie przepływu powietrza przez otwory lokowane w ścianach zewnętrznych. Połączenia pomiędzy węzłami opisują takie komponenty jak: pęknięcia, drzwi, okna, wentylatory itp. Każdy komponent ma określoną charakterystykę przepływu [58]. Modele sieciowe stosuje się do dużych obiektów budowlanych, w których konieczny jest podział na strefy. Także może być stosowany nie tylko do symulacji przepływu powietrza w budynku ale do przepływu płynu w systemie grzewczym [59]. Model sieciowy do chwili obecnej jest jedynym modelem, który daje możliwość wykonania rocznych symulacji przepływu powietrza w rozsądnym czasie. W związku z tym można powiedzieć, że w celu optymalizacji konstrukcji model sieciowy jest najlepszym wyborem [24]. Oznacza to, że liczba węzłów potrzebnych do budowy modelu numerycznego a tym samym liczba równań, które muszą



zostać rozwiązane w każdym punkcie jest stosunkowo mała w porównaniu np. do CFD. Jednak na podstawie badań przeprowadzonych przez Q. Chen [25] okazuje się, że model sieciowy nie jest najlepszym podejściem przy wyznaczaniu przepływu powietrza w budynku z wentylacją naturalną. Ponieważ system silnie zależy od stratyfikacji powietrza takie zjawiska jak konwekcja w modelu sieciowym są trudne do uwzględnienia. Ponadto komfort cieplny w pomieszczeniu jest ograniczony do jednego węzła [18].

### 2.1.6. Modele strefowe

Opisane wcześniej modele, można zaliczyć do mniej lub bardziej uproszczonego matematycznego opisu wymiany powietrza pomiędzy wnętrzem budynku a jego otoczeniem zewnętrznym. W opisie tych modeli zawarte jest a priori założenie o dokładnym wymieszaniu powietrza dopływającego z zewnątrz z powietrzem wewnętrznym. Natomiast na podstawie pomiarów w typowych obiektach wynika, że często występuje stratyfikacja temperatury wewnętrznej. Rosną także wymagania dotyczące utrzymania komfortu cieplnego i czystości powietrza w budynkach. To wpływa na konieczność poznania warunków klimatu wewnętrznego już na etapie projektowania. W związku z powyższym zaczęto stosować narzędzia, które posłużą do wyznaczania rozkładu pól temperatur i prędkości powietrza, a także jego wilgotności oraz koncentracji zanieczyszczeń. W tym celu wprowadzono pośrednie podejście pomiędzy modelami skupionymi a CFD, tym podejściem są modele strefowe [133]. Modelowanie strefowe zgodnie z badaniami [2], [12] dają porównywalne wyniki do symulacji wykonanych w CFD. Wiele już modeli strefowych do chwili obecnej zostało opracowanych [133], [53]. W modelach strefowych pomieszczenie podzielone jest na mini strefy, w których zakłada się temperaturę i gęstość jako homogeniczne. Natomiast rozkład ciśnienie w obrębie strefy przyjmuje się jako hydrostatyczny [87]. Powietrze jest traktowane jako płyn ściśliwy). Ogólne równania zachowania masy i energii w każdej strefie wyglądają następująco:

$$\frac{dm_i}{dt} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{ij} + \dot{m}_{\text{źródło}} + \dot{m}_{\text{out}} = 0, \quad (11)$$

$$\frac{dQ_i}{dt} = \sum_{j=1}^n q_{ij} + q_{\text{źródło}} + q_{\text{out}} = 0 \quad (12)$$

gdzie:

$t$  - czas [s],

$n$  - ilość stref,

$m_i$  - masa powietrza w strefie  $i$  [kg],

$\dot{m}_{ij}$  - natężenie masowe pomiędzy strefą  $i$  a strefą  $j$  [kg/s],

$\dot{m}_{\text{źródło}}$  - natężenie masowe pochodzące z wewnętrznych źródeł [kg/s],

$\dot{m}_{\text{out}}$  - natężenie masowe wypływające ze strefy [kg/s],

$Q_i$  - energia wewnętrzna strefy  $i$  [J],

$q_{ij}$  - strumień ciepła przechodzący do strefy  $i$  ze strefy  $j$  [W],  
 $q_{\text{źródło}}, q_{\text{out}}$  - ciepło dostarczane i usuwane ze strefy [W].

Masa dostarczana  $\dot{m}_{\text{źródło}}$  oraz usuwana  $\dot{m}_{\text{out}}$  może być przykładowo spowodowana przez system wentylacji mechanicznej.

### 2.1.7. Symulacje CFD

CFD (Computational Fluid Dynamics) jest najbardziej kompleksowym i złożonym obliczeniowo modelem służącym do symulacji przepływu powietrza w budynku. Poprzez dyskretyzację oraz numeryczne rozwiązywanie cząstkowych równań różniczkowych opisujących przepływ, możliwe jest przybliżone wyznaczenie rozkładu prędkości, ciśnienia, temperatury i innych parametrów w przepływie. CFD jest najbardziej rozpowszechnionym i najczęściej stosowanym modelem w budownictwie [112], [11], [17], [68]. Każdy z modeli CFD opiera się na równaniach Naviera-Stokesa, czyli na równaniach zachowania masy, pędu i energii dla płynu. Równania te dyskretyzuje się za pomocą metody objętości skończonych, metody elementów skończonych lub metody różnic skończonych. Równanie Naviera-Stokesa (pędu) wywodzi się z drugiego prawa Newtona i w postaci ogólnej może być zapisane następująco [21]:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \nabla u \right) = - \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + f \quad (13)$$

gdzie:

$\rho$  - gęstość płynu [kg/m<sup>3</sup>],  
 $u$  - wektor prędkości przepływu [m/s],  
 $t$  - czas [s],  
 $p$  - ciśnienie [Pa],  
 $\bar{\bar{\tau}}$  - tensorem naprężeń [Pa],  
 $f$  - siła masowa [N/kg].

Natomiast równanie zachowania masy można zapisać następująco [119]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (14)$$

Takie podejście daje dokładne informacje o przepływie powietrza bez uwzględnienia gradientu temperatury. Jeżeli natomiast gradient temperatury nie może być zignorowany wówczas dodatkowo należy rozwiązać równanie zachowania energii [65]:

$$c_v \rho \frac{\partial T}{\partial t} = \mu + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \quad (15)$$

gdzie:

$c_v$  - ciepło właściwe [J/(kgK)].

$\rho$  – gęstość [kg/m<sup>3</sup>],

$T$  – temperatura [°C],

$t$  – czas [s],

$\mu$  - lepkość płynu [Pa·s],

$\lambda$  - współczynnik przewodzenia ciepła W/(m · K)].

Obecnie programy CFD pozwalają na rozwiązywanie przepływów, w których uwzględnia się lepkości i ściśliwości płynu, pozwalają rozwiązać przepływy wielofazowe, przepływy, w których występują reakcje chemiczne lub procesy spalania, przepływy przez struktury porowate, oraz przepływy, w których czynnikiem jest płynem newtonowskim lub nienewtonowskim. Istnieje także możliwość symulowania interakcji typu „płyn-ciało” stałe. Programy wykorzystujące model CFD są obecnie bardzo popularnym narzędziem w procesie projektowania np. systemów wentylacyjnych lub prognozowania przepływy w projektowanych obiektach. Początkowo metoda ta była wykorzystywana w modelowaniu strumieni przepływających przez przestrzenie o prostej geometrii. Uzyskane wyniki z obliczeń numerycznych porównywano z rezultatami pomiarów wykonywanych przy użyciu anemometru dopplerowskiego do badań w małej skali. Następnie równania służące do modelowania przepływu zostały rozszerzone o zagadnienia związane z wyporem termicznym oraz dokonano większej ilości porównań z eksperymentem. W latach 90-tych obliczenia numeryczne zaczęły obejmować przestrzenie o skomplikowanej geometrii, jak np. Terminal lotniczy. Jednak bazowano na wielu ograniczeniach, jak np. stałość strumieni – wpływającego i wypływającego. Strumień powietrza wentylacyjnego mógł być tylko generowany przez wiatr o stałej prędkości a efekt kominowy był pomijany. Symulacja w tym wypadku dotyczyła modelowania jednostronnej wentylacji, w której wymiana powietrza wynikała ze stałego naporu wiatru oraz z obecności wewnętrznego źródła ciepła. Jednak wyniki badań wskazały, że obliczenia są wrażliwe na zmianę ciśnienia panującego na zewnątrz. Jak pokazały badania [13], [77], [34] wszystkie przepływy modelowane numerycznie zawierają pewien stopień uproszczenia. Jednak najistotniejsze w programach CFD jest to, że są one nieustannie poprawiane i udoskonalane. W tym miejscu należy silnie zaakcentować, że niezbędne informacje wykorzystywane do podniesienia sprawności CFD, czerpie się przede wszystkim z eksperymentu.

### **3. WYKORZYSTANIE ENERGII SŁONECZNEJ ORAZ WIAТРOWEJ W BUDOWNICTWIE – PRZEGLĄD LITERATURY**

Jak podaje literatura energie promieniowania słonecznego można wykorzystać na dwa sposoby [60]:

- aktywny
- pasywny.

Systemy wykorzystujące energię promieniowania słonecznego w sposób aktywny bazują najczęściej na konwersji promieniowania słonecznego w energię cieplną. Taki sposób konwersji energii promieniowania słonecznego występuje najczęściej w kolektorach słonecznych typu płaskiego lub paraboliczno-próżniowego [60].

Wykorzystywanie energii promieniowania słonecznego w sposób pasywny oparty jest na naturalnych zjawiskach takich jak konwekcja swobodna [60], [98]. Już w starożytności znane były możliwości pasywnego wykorzystywania energii promieniowania słonecznego. Dowodem na to jest symboliczny i wielokrotnie wymieniany w literaturze dom Sokratesa z ok. 400 roku p.n.e. [60].

W tym rozdziale została zaprezentowana ogólna charakterystyka promieniowania słonecznego, jako źródło energii stosowane w budownictwie. Na podstawie literatury przedstawiono możliwości wykorzystywania energii promieniowania słonecznego w sposób aktywny i pasywny w polskiej strefie klimatycznej.

#### **3.1. ENERGIA SŁONECZNA**

Energia słoneczna, która dociera do granicy atmosfery stanowi jedną pół miliardową część energii emitowanej przez Słońce. Jej strumień ma moc prawie  $1,39 \text{ kW/m}^2$  i jest to tzw. stała słoneczna. Na skutek odbicia (ok. 35%), absorpcji i rozproszenia, w zależności od pory dnia i roku do powierzchni Ziemi dociera średnio mniej niż 50% tej energii. W dni słoneczne gęstość promieniowania padającego na poziomą powierzchnię wynosi średnio  $1 \text{ kW/m}^2$ . Natężenie promieniowania słonecznego na powierzchni Ziemi zależy od wysokości Słońca nad horyzontem, co wiąże się z grubością warstwy atmosfery, przez którą to promieniowanie jest absorbowane [76].

Energia słoneczna jest źródłem ogólnie dostępnym, czystym i najbardziej naturalnym z istniejących źródeł energii. Najczęściej jest wykorzystana lokalnie, zaspokajając zapotrzebowanie zwłaszcza na ciepłą wodę. Z punktu widzenia wykorzystania energii promieniowania słonecznego najistotniejszymi parametrami są roczne wartości nasłonecznienia (insolacji) - wyrażające ilość

energii słonecznej padającej na jednostkę powierzchni płaszczyzny w określonym czasie. Zasoby energii słonecznej podobnie jak zasoby innych odnawialnych źródeł energii dzieli się na zasoby *teoretyczne*, *techniczne* i *ekonomiczne*. Potencjał teoretyczny, określa ilość energii, jaka jest możliwa do wykorzystania, przy założeniu 100% sprawności procesu pozyskiwania. Potencjał teoretyczny uwzględnia, że całkowity dostępny potencjał jest wykorzystywany w celach energetycznych. Jego wielkość w żaden sposób nie odzwierciedla faktycznych możliwości pozyskania energii. Potencjał techniczny jest częścią potencjału teoretycznego, i uwzględnia sprawność dostępnych technologii, położenie geograficzne oraz aspekty związane z magazynowaniem energii. Potencjał ekonomiczny jest częścią potencjału technicznego zależną od cen paliw, wysokości podatków, wysokości wsparcia dla danej działalności energetycznej. Jest on obliczany w oparciu o szczegółowe analizy opłacalności danej działalności [124].

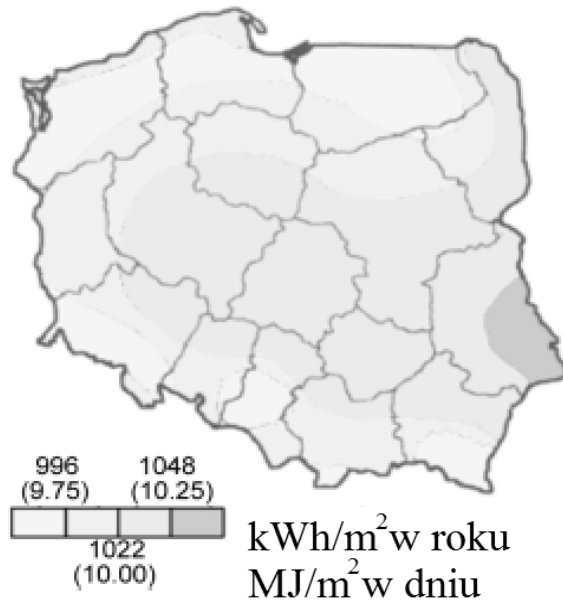
### **3.1.1. Energia słoneczna w Polsce**

W Polsce warunki meteorologiczne charakteryzują się bardzo nierównym rozkładem promieniowania słonecznego w cyklu rocznym. Około 80% całkowitej rocznej sumy nasłonecznienia przypada na sześć miesięcy sezonu wiosenno-letniego, od początku kwietnia do końca września, przy czym czas operacji słonecznej w lecie wydłuża się do 16 godz/dzień, natomiast w zimie skraca się do 8 godzin dziennie. Promieniowanie docierające do ziemi składa się z promieniowania bezpośredniego, rozproszonego, oraz odbitego. Promieniowanie bezpośrednie to część promieniowania, które nie uległo rozproszeniu w atmosferze. Promieniowanie bezpośrednie stanowi od 30% do 55% wartości całkowitego promieniowania słonecznego. Natomiast promieniowanie rozproszone to część promieniowania słonecznego, które przed osiągnięciem powierzchni ziemi uległo rozproszeniu w atmosferze ziemskiej. Udział promieniowania rozproszonego w stosunku do całości promieniowanie zmienia się w kolejnych miesiącach. Począwszy od 70% udziału w okresie zimowym do 45% w okresie letnim. Z kolei Promieniowanie odbite jest promieniowaniem, które ulega obiciu od powierzchni ziemi [32], [33]. Jak pokazano na (Rys.6) ilość godzin słonecznych w całym kraju jest podobna. Na podstawie (Rys.6) można powiedzieć, że średnia ilość słonecznych godzin w roku w Polsce wynosi 1550 h/rok [48].



Rys.6. Ilość słonecznych godzin w Polsce [127]

Najbardziej uprzywilejowanymi rejonami Polski pod względem napromieniowania słonecznego jest południowa część województwa lubelskiego. Centralna część Polski, tj. około 50% powierzchni kraju, uzyskuje napromieniowanie rzędu 1022-1048 kWh/m<sup>2</sup>/rok, a południowa, wschodnia i północna część Polski 1000 kWh/m<sup>2</sup>/rok lub mniej. Najmniejszy w skali roku dopływ energii obserwuje się w rejonie Śląska oraz w obszarze znajdującym się na styku Czech, Niemiec i Polski, do niedawna nazywanym "Czarnym Trójkątem", z uwagi na wysokie zanieczyszczenie powietrza. Do obszarów słabo nasłonecznionych należy również rejon północny obejmujący pas wybrzeża z wyjątkiem Wybrzeża Zachodniego. W skali roku północne krańce Polski otrzymują o około 9% mniej energii słonecznej niż południowe. Z kolei rejony nadmorskie wyróżniają się najbardziej przezroczystą dla promieniowania atmosferą. Średni rozkład promieniowania w Polsce został przedstawiony na (Rys.7). Wynika z niego, że roczna gęstość promieniowania słonecznego w Polsce na płaszczyznę poziomą waha się w granicach 950 - 1150 kWh/m<sup>2</sup>.



Rys.7. Ilość średniego rocznego promieniowania słonecznego w Polsce [127]

### 3.1.2. Wykorzystanie energii słonecznej w budownictwie

Efektywność systemów pasywnych zwykle zależy od dostępności promieniowania słonecznego w danym terenie. Poza ukształtowaniem terenu, czynnikami mającymi wpływ na dostępność promieniowania słonecznego są lokalne uwarunkowania np. stopień zacielenia budynku, zanieczyszczenie powietrza itp. [80].

Do analizy efektywności energetycznej budynków, czy systemów solarnych wykorzystuje się zwykle lokalne dane klimatyczne. Dane powinny zawierać m.in. informację o dostępności promieniowania słonecznego dla danej lokalizacji. Informację na temat lokalnych warunków klimatycznych można uzyskać na podstawie badań własnych lub na podstawie długoletnich pomiarów zawartych w bazie klimatycznej. Zwykle, gdy nie posiada się własnych badań do złożonej analizy energetycznej wykorzystuje się typowy Rok Meteorologiczny (TRM). Dane dotyczące klimatu zewnętrznego z TRM oparte są na długoletnich pomiarach (30 lat) przygotowywanych z krokiem czasowym w postaci wartości godzinowych [45]. Zwykle największą trudnością sprawia analizowanie możliwości wykorzystania energii promieniowania słonecznego. Aby dobrze przygotować taką analizę istotne jest prawidłowe określenie położenia rozważanego obiektu względem Słońca. W tym celu potrzebna jest wiedza z zakresu geometrii sferycznej związanej z ruchem Ziemi względem

Słońca. Ponieważ już wielu badaczy w swych pracach zajmowało się podstawą geometrii promieniowania słonecznego [31], [37], [49], dlatego w niniejszej pracy skupiono się wyłącznie na wyznaczeniu promieniowania słonecznego docierającego do wszystkich powierzchni zewnętrznych analizowanego pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym.

Na podstawie pomierzonych wartości natężenia promieniowania słonecznego z miernika *NR LITE2 (Kipp & Zonen)* (szerzej opisany w Rozdziale 5.3.1) uzyskano natężenie promieniowania słonecznego całkowitego  $I_c$  na powierzchnię horyzontalną. W celu wyznaczenia natężenia promieniowania słonecznego na pozostałe płaszczyzny komina nachylone do płaszczyzny horyzontalnej pod kątem  $90^\circ$ , wykorzystano poszczególne składowe ze wzoru [37]:

$$I_{c,\theta} = I_{b,\theta} + I_{r,\theta} + I_{d,\theta} \quad (16)$$

gdzie:

$I_{c,\theta}$  - natężenie promieniowania całkowitego na płaszczyznę [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],

$I_{b,\theta}$  - natężenie promieniowania bezpośredniego na płaszczyznę [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],

$I_{r,\theta}$  - natężenie promieniowania rozproszonego na płaszczyznę [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],

$I_{d,\theta}$  - natężenie promieniowania odbitego na płaszczyznę [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

Ze względu na to, że w niniejszej pracy prowadzone były tradycyjnie tylko pomiary natężenia promieniowania słonecznego całkowitego  $I_c$  niezbędne jest wyodrębnienie poszczególnych składowych. Ostatnią składową wzoru (16) jest natężenie promieniowania odbitego na płaszczyznę  $I_{d,\theta}$ . Promieniowanie odbite jest ściśle powiązane z wartościami albedo powierzchni na jaką pada promieniowanie słoneczne. Promieniowanie odbite ma szczególne znaczenie w przypadku niektórych szerokości geograficznych północnych, gdzie niska wysokość słońca na nieboskłonie wpływa na okresowo występującą pokrywą śnieżną o dużej refleksyjności [89]. Natomiast jak podaje [132] promieniowanie odbite w polskiej strefie klimatycznej z reguły nie ma znaczącego udziału w promieniowaniu całkowitym, w związku z tym w dalszej analizie ten człon zostaje pominięty.

Rozbicie poszczególnych składowych jest istotne ze względu na analizę promieniowania słonecznego na płaszczyzny o różnej orientacji. W tym celu konieczne jest zastosowanie modeli empirycznych pozwalających na oszacowanie udziału składowych w promieniowaniu całkowitym. Jednym z bardziej popularnych modeli pozwalających wyznaczyć udział promieniowania rozproszonego są modele: Hollandsa [61], Erbsa [38], De Miguel i inni [36], czy Orgill i Hollands [93]. Jednak należy pamiętać, że modele empiryczne pozwalające wyznaczyć udział promieniowania rozproszonego w promieniowaniu całkowitym budowane są w oparciu o dane pomiarowe mają, więc silnie lokalny charakter. W związku z tym do oszacowania promieniowania rozproszonego w pracy wykorzystano model



zapropnowany przez Włodarczyka [130], który opracował model promieniowania rozproszonego na płaszczyznę horyzontalną dla lokalnych warunków klimatycznych Dolnego Śląska:

$$\left\{ \begin{array}{ll} f = \frac{I_r}{I} = 1,0 - 0,0786 k_T & \text{dla } k_T \leq 0,23 \\ f = 0,3757 + 6,2602k_T - 20,3920k_T^2 + \\ 22,127k_T^3 - 8,6141k_T^4 & \text{dla } 0,23 < k_T \leq 0,77 \\ f = 0,1792 & \text{dla } k_T > 0,77 \end{array} \right. \quad (17)$$

gdzie:  $k_T$  [-] współczynnik jasności, który wyznacza się ze stosunku promieniowania całkowitego  $I_c$  [W/m<sup>2</sup>] na płaszczyznę horyzontalną do promieniowania okołozemskiego  $I_o$  [W/m<sup>2</sup>] zgodnie ze wzorem [37]:

$$k_T = I_c/I_o \quad (18)$$

Obliczenie wartości promieniowania słonecznego okołozemskiego wyznaczono na podstawie wzoru [31]:

$$I_o(t) = I_{SC}(t) * \left( 1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n(t)}{365}\right) \right) * \left( \begin{array}{l} \sin(\delta(t)) \sin(\phi) \\ + \cos(\delta(t)) \cos(\phi) \cos(\omega(t)) \end{array} \right) \quad (19)$$

gdzie:  $I_{SC}$  [W/m<sup>2</sup>] scałkowany po czasie równym 1 [h] natężenie promieniowania słonecznego docierającego do zewnętrznych warstw atmosfery.

Wykorzystując powyższy wzór można było określić udział promieniowania rozproszonego  $I_r$  w promieniowaniu całkowitym  $I_c$  płaszczyznę horyzontalną. Następnie wyznaczono zgodnie ze wzorem (20) wartość promieniowania bezpośredniego  $I_b$  na płaszczyznę horyzontalną.

Powyższe zależności dotyczą promieniowania dla płaszczyzn horyzontalnych, w związku z tym, że w pracy występują płaszczyzny nachylone pod kątem 90° do obliczenia wartości poszczególnych składowych promieniowania całkowitego należy zastosować wskaźnik geometryczny. Wskaźnik geometryczny pozwala na przeliczenie wartości dla płaszczyzny horyzontalnej na płaszczyznę nachyloną pod dowolnym kątem  $\theta$  do poziomu. W takim przypadku dla wyznaczenia promieniowania bezpośredniego i rozproszonego stosuje się zależność [37]:

$$I_{c,\theta} = (I_b * r_b) + (I_r * r_r) \quad (20)$$

gdzie:

$I_{c,\theta}$  - natężenie promieniowania całkowitego na płaszczyznę nachyloną [W/m<sup>2</sup>],  
 $I_b$  - natężenie promieniowania bezpośredniego na płaszczyznę horyzontalną [W/m<sup>2</sup>],  
 $I_r$  - natężenie promieniowania rozproszonego na płaszczyznę horyzontalną [W/m<sup>2</sup>],  
 $r_b$  - wskaźnik geometryczny promieniowania bezpośredniego [-],  
 $r_r$  - wskaźnik geometryczny promieniowania rozproszonego [-].

Wskaźnik geometryczny promieniowania rozproszonego jest jedynie funkcją kąta  $\theta$  pochylenia płaszczyzny (względem poziomu), na którą pada promieniowanie słoneczne. Wskaźnik wyznacza się z poniższej zależności:

$$r_r = (1 + \cos\theta) / 2 \quad (21)$$

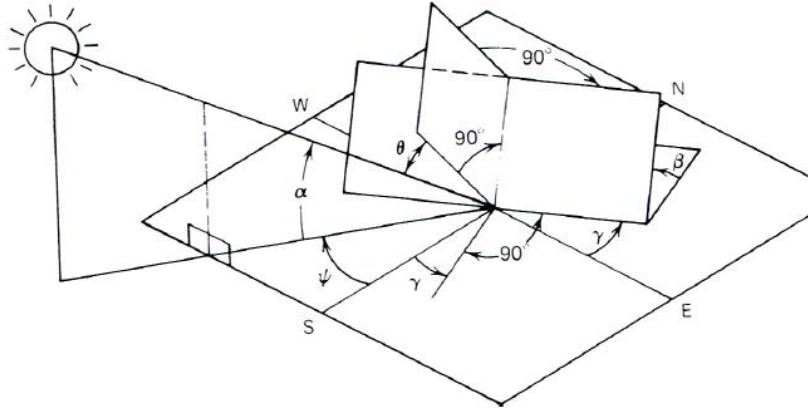
Natomiast wskaźnik geometryczny promieniowania bezpośredniego jest to stosunek natężenia promieniowania bezpośredniego na płaszczyznę nachyloną do promieniowania bezpośredniego na płaszczyznę horyzontalną. Wyznacza się go na podstawie wzoru:

$$r_b = \cos\theta / \cos\theta_z \quad (22)$$

Uzyskany pomiar z badań doświadczalnych był wartością natężenie promieniowania słonecznego całkowitego na płaszczyznę horyzontalną. W związku z tym kąta padania promieniowania słonecznego na płaszczyznę horyzontalną  $\theta_z$  wyznaczono z poniższej zależności:

$$\cos\theta_z = \cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta \quad (23)$$

Natomiast w celu wyznaczenia dostępności promieniowania słonecznego na pozostałe płaszczyzny wykorzystano zależność pozwalającą na określenie kąta padania promieniowania słonecznego na rozważaną powierzchnię  $\theta$  (Rys.8) [80]:



Rys.8. Podstawowe parametry opisujące geometrię słoneczną [80]

Ponieważ w analizowanym obiekcie występowały tylko dwa typy powierzchni: horyzontalna i płaszczyzna nachylona pod kątem  $90^\circ$  do poziomu, w związku z tym dla tej drugiej płaszczyzny równanie określające kąt padania promieniowania słonecznego przybrało następującą postać:

$$\cos\theta = -\sin\delta\cos\phi\cos\gamma + \cos\delta\sin\phi\cos\gamma\cos\omega + \cos\delta\sin\gamma\sin\omega \quad (24)$$

gdzie:  $\delta$  oznacza deklinację Słońca,  $\phi$  jest to szerokość geograficzna,  $\gamma$  oznacza kąt azymutalny powierzchni oraz  $\omega$  jest kątem godzinowym położenia Słońca na widnokreśgu.

### 3.1.3. Absorpcyjność i emisyjność ciał stałych

Ilość energii cieplnej  $Q$  [J] wypromieniowanej przez ciało zależy od fizycznych właściwości danego ciała i gwałtownie wzrasta ze wzrostem jego temperatury. Strumień energii promieniowania własnego we wszystkich kierunkach jest

nazywany *strumieniem emisji* i oznaczany przez  $\dot{E}$ . Stosunek strumienia emisji do pola powierzchni emitującej promieniowanie jest nazywany *gęstością strumienia emisji* lub inaczej *emisyjnością* i oznaczany przez  $e$ . Zatem:

$$e = \frac{\dot{E}}{A} = \frac{Q}{\tau \cdot A} \quad [\text{kJ/m}^2\text{h}] \quad (25)$$

gdzie:

$A$  - powierzchnia, która wypromieniowała energię w ilości  $Q$ ,

$\tau$  - czas trwania emisji ilości energii  $Q$ .

Ciało, na które pada energia promieniowania, może ją: odbić, pochłonąć lub przepuścić. Wobec tego, z całej emisyjności; część  $e_R$  ulegnie rozproszeniu (odbiciu), część  $e_A$  będzie absorbowana (pochłaniana) a część  $e_D$  zostanie przepuszczona na wskroś danego ciała. Przy czym  $e = e_R + e_A + e_D$ . Dzieląc obie strony równania przez  $e$  otrzymuje się:

$$1 = R + Ab + D \quad (26)$$

gdzie:

$R = e_R/e$  – zdolność odbijania lub refleksyjności,

$Ab = e_A/e$  – zdolność pochłaniania lub absorpcyjności,

$D = e_D/e$  – zdolność przepuszczania (przepuszczalnością) ciała.

W związku z powyższym rozważymy następujące przypadki:

- 1) gdy  $R=1$  to  $Ab=D=0$  » ciało nie pobiera energii. Takie ciało nazywamy *zwierciadlanym*, gdy odbicie nie jest rozproszone lub *doskonale białym*, gdy odbicie jest rozproszone. Przykładowo polerowane metale osiągają  $R = 0,95$  do  $0,97$ .
- 2) gdy  $Ab = 1 = A_0$ , to  $R=D=0$  » ciało pochłania wszystkie promienie. Nazywamy je *doskonale czarnym*. W przyrodzie takich ciał nie ma. Najbardziej czarnym ciałem jest sadza naftowa, dla której  $Ab = 0,9$  do  $0,96$ .
- 3) gdy  $D = 1$ , to  $A=R=0$  » ciało jest *doskonale przezroczyste*. Na przykład szkło okienne przepuszcza światło widzialne w dużym stopniu  $D = 0,95$  [104].

Związek między emisyjnością  $e$  i absorpcyjnością  $Ab$  danego ciała podaje prawo *Kirchhoffa* ustalające, że stosunek  $e/Ab$  zależy tylko od absolutnej temperatury ciała:

$$e/Ab = f(T) \quad (27)$$

Dla ciała doskonale czarnego  $Ab = A_0 = 1$ , więc  $e = e_0 = f(T)$ . Zatem  $e = a e_0$ , więc emisyjność  $e$  dowolnego ciała równa się iloczynowi jego absorpcyjności  $a$  (stopnia czarności  $\varepsilon$ ) oraz emisyjności ciała doskonale czarnego przy tej samej temperaturze. Wynika stąd wniosek, że stopień pochłaniania ciała jest równy stopniowi emisji (czarności)  $\varepsilon$ .

### 3.1.4. Podsumowanie

Suma energii promieniowania słonecznego dla Polski mieści się w granicach 950-1150 kWh/m<sup>2</sup>/rok (do obliczeń przyjmijmy wartość 1050 kWh/m<sup>2</sup>/rok). Biorąc pod uwagę łączną powierzchnię Polski (około 312 678 km<sup>2</sup>) można wyznaczyć przybliżoną roczną sumę dostarczanej energii słonecznej o wartości 1181926 PJ. Obecnie w Polsce na potrzeby ogrzewania zużywa się około 3 000 PJ [30]. Na podstawie powyższych obliczeń można stwierdzić, że istnieje

wielki potencjał w wykorzystaniu energii słonecznej w polskim sektorze budowlanym.

Obecnie energia słoneczna wykorzystywana jest w Polsce głównie, jako źródło ciepła poprzez aktywne systemy takie jak instalacje kolektorów słonecznych ogrzewających powietrze lub wodę [32]. Badania wykazały, że w polskich warunkach klimatycznych kolektory potrafią zapewnić ponad 60% rocznego zapotrzebowania na ciepłą wodę użytkową [131]. Niestety problem pojawia się w okresie zimowym, w którym kolektory cechują się niewielką efektywnością. Dlatego też, nie znajdują zastosowania w układach ogrzewania budynku [98]. Natomiast baterie słoneczne wykorzystujące promieniowanie słoneczne do produkcji energii elektrycznej, ze względów ekonomicznych, wykorzystywane są wyłącznie w instalacjach małych mocy, zasilających głównie obiekty wolnostojące oddalone od sieci elektroenergetycznych, np. Znaki drogowe, lampy oświetleniowe, itp.

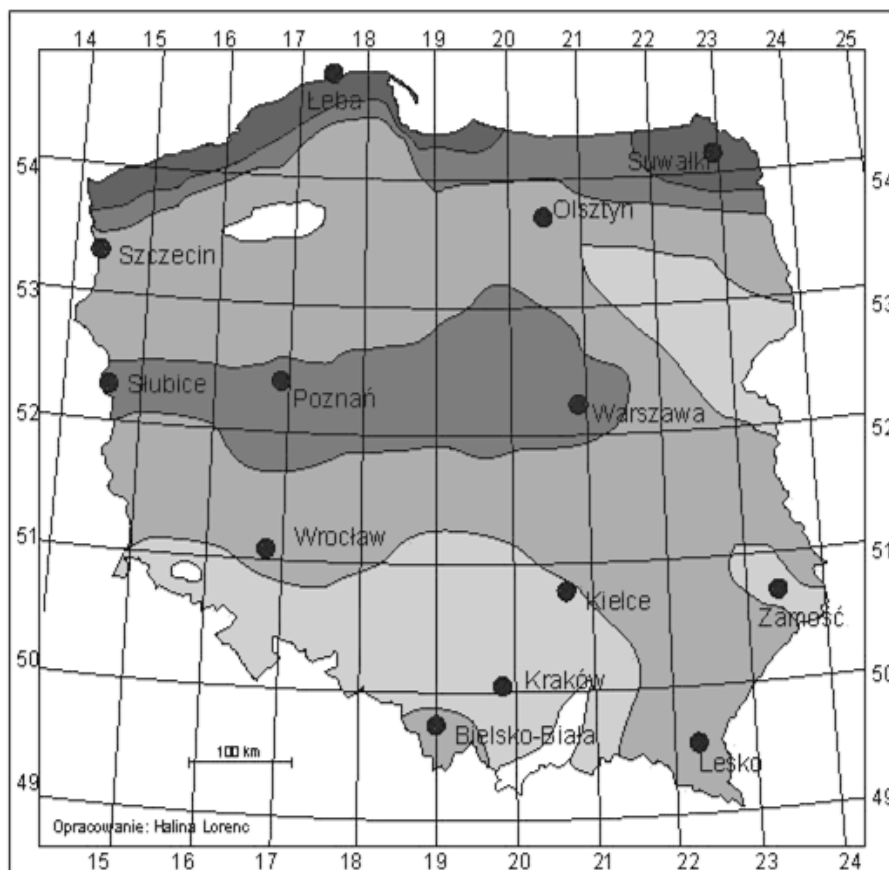
Z punktu widzenia pasywnego wykorzystywania zysków słonecznych, do najbardziej popularnych w literaturze systemów należą rozwiązania z przestrzenią buforową [3], [20], [26]. Z przeprowadzonych badań Wojewódka D. wynika, że w polskiej strefie klimatycznej nie sprawdzają się pod względem energetycznym systemy z masywną przegrodą akumulującą [132]. Z analiz numerycznych wynika, że niewielka ilość godzin słonecznych w lokalnej strefie klimatycznej prowadzi do wyrównania temperatur po obu stronach przegrody. Reasumując zaobserwowano większe potrzeby energetyczne, niż w przypadku przegród z ociepleniem.

Natomiast na podstawie badań własnych zauważono, że w ciągu słonecznych dni wentylacja grawitacyjna słabnie [8]. Wyniki badań pokazały, że w przypadku braku wiatru, gdy działał tylko efekt wyporu, szybkość wymiany powietrza (ACH) nieznacznie przekraczała wartości określone jako minimalne.

## **3.2. ENERGIA WIATROWA**

### **3.2.1. Energia wiatrowa w Polsce**

Występujące na terenie Polski warunki wiatrowe charakteryzują się dużą zmiennością. Według [79], prawie 40% terytorium Polski posiada korzystne warunki wiatrowe. Korzystne warunki wiatrowe występują zwłaszcza na wybrzeżu Morza Bałtyckiego, a w szczególności w jego środkowej części (od Koszalina po Hel) i na wyspie Uznam. Zbliżone, aczkolwiek nieco gorsze warunki wiatrowe występują na obszarze Suwalszczyzny, środkowej Wielkopolski i Mazowsza. Średnioroczne prędkości wiatrów w tych rejonach, rejestrowane na wysokości 35 m n.p.z., wynoszą odpowiednio: ponad 7 m/s (obszary nadmorskie), około 6 m/s (Polska północno-wschodnia) i ok. 5 – 6 m/s (obszary Polski centralnej) [97].



- Strefy:
- I - Wybitnie korzystna
  - II - Bardzo korzystna
  - III - Korzystna
  - IV - Mało korzystna
  - V - Niekorzystna

Ośrodek  
Meteorologii



Aktualizacja mapy na podstawie okresu obserwacyjnego 1971-2000

Rys.9. Strefy energetyczne wiatru w Polsce - mezoskala [129]

Na rys.9. przedstawiono tereny zlokalizowane na północy Polski (od Szczecina do Suwałk) oraz tereny zachodnio-centralnej Polski (od Słubic po Warszawę) cechują się bardzo korzystnymi warunkami wiatrowymi. Natomiast tereny Górnego i Dolnego Śląska zaliczane są do strefy mało korzystnej, czyli do grupy obszarów niekorzystnych pod względem zasobów energii wiatru.

### **3.2.2. Wykorzystanie energii wiatrowej w budownictwie**

Należy jednak zwrócić uwagę na to, iż analiza prowadzona tylko i wyłącznie w ujęciu mezoskalowym nie pozwala wystarczająco dokładnie określić lokalnie występujących warunków wiatrowych. Istotną rolę w tym zakresie odgrywają m.in. ukształtowanie terenu i jego zagospodarowanie. Przed przystąpieniem do realizacji projektu (we tym projektowania systemu wentylacyjnego) należałoby przeprowadzić dokładne badania warunków wiatrowych, ewentualnie można zastosować dane z najbliższej stacji meteorologicznej, lotniska lub innego źródła, jeżeli są to pomiary wiarygodne. Często jednak takie dane nie są dostępne dla wybranego rejonu, lub najbliższe stacje pomiarowe są zbyt odległe. W takim przypadku jedyną i najdokładniejszą drogą byłoby ustawienie własnego punktu pomiarowego [69]. Najczęściej jednak podczas projektowania nie rozpatruje się w sposób szczegółowy klimatu lokalnego. Przyjmuje się zwykle ogólne dane projektowe odpowiadające danej lokalizacji, czy strefie.

W przypadku zbyt ogólnego podejścia projektowego często dochodzi do zaburzenia ciągu kominowego, czego przyczyną są lokalne warunki atmosferyczne, od których zależy m.in. przepływ powietrza wokół budynku. Wiatr mimo, że jest czynnikiem sprzyjającym ciągowi kominowemu, w pewnych warunkach powoduje uporczywe zawiewanie do przewodów wentylacyjnych i spalinowych. Siła i kierunek wiatru wpływają na każdy budynek w inny sposób. Z powodu niezwyklej złożoności zjawisk aerodynamicznych precyzyjne określenie przyczyny zaburzeń jest często niemożliwe. Otwarty wylot komina (bez nasady kominowej) jest wobec takich zjawisk bezbronny. Silny wiatr, zwłaszcza tak zwany opadający, powoduje zamknięcie wylotu komina i zanik ciągu kominowego. Zjawisko takie występuje szczególnie często w rejonach podgórszych i nadmorskich (Rys.9). Bryła budynku, ukształtowanie terenu, sąsiedztwo wysokich drzew lub innych obiektów czy rozwiązania urbanistyczne także mogą powodować lokalne przeciągi i silne zawirowania powietrza przez co zakłócają siłę ciągu kominowego.

Jak wykazały badania własne [9] istotne jest, żeby przed oceną wydajności wentylacji grawitacyjnej przeprowadzić dokładne badania warunków klimatu zewnętrznego a nie bazować na danych szacunkowych. Badania doświadczalne wykazały, że krotność wymiany powietrza dla budynku zlokalizowanym w klimacie umiarkowanym została spełniona w momencie, gdy prędkość wiatru prostopadle skierowana do nawiewnika okiennego przekraczała wartość 3 m/s.

### **3.2.3. Podsumowanie**

Na terenie naszego kraju możemy zaobserwować nierównomierny rozkład zasobów energii wiatru. Lokalne uwarunkowania są zależne od wielu składowych, do których należą m.in. rzeźba terenu, jego pokrycie oraz charakterystyka klimatyczna. Przeprowadzenie szczegółowych obserwacji

lokalnego ukształtowania terenu pozwala w sposób precyzyjny określić charakterystykę wiatru w danym obszarze. Nie powinno więc dziwić to, że wykorzystywanie energii wiatrowej do intensyfikowania wentylacji grawitacyjnej w budynkach wzrasta nawet na obszarach, na których przynajmniej teoretycznie wykorzystanie tych rozwiązań projektowych nie powinno być brane pod uwagę. Dlatego szczegółowa znajomość charakterystyki warunków wiatrowych stanowi podstawę do podejmowania jakichkolwiek działań w zakresie wykorzystania tego rodzaju energii. Jednym z głównych aspektów znajomości charakterystyki wiatru jest możliwość postawienia elektrowni wiatrowej, które wytwarzają tanią, efektywną i bardzo bezpieczną energię.

Kwestią zasadniczą powinna więc być jak najbardziej dokładna prognoza prędkości wiatru. Nie przyjrzenie się lokalnym warunkom klimatu zewnętrznego może prowadzić do dużej niepewności w ocenie efektów ekonomicznych potencjalnych i rzeczywistych systemu wentylacyjnego.



## 4. SPOSOBY INTENSYFIKOWANIA NATURALNEJ WENTYLACJI W BUDYNKACH – PRZEGLĄD LITERATURY

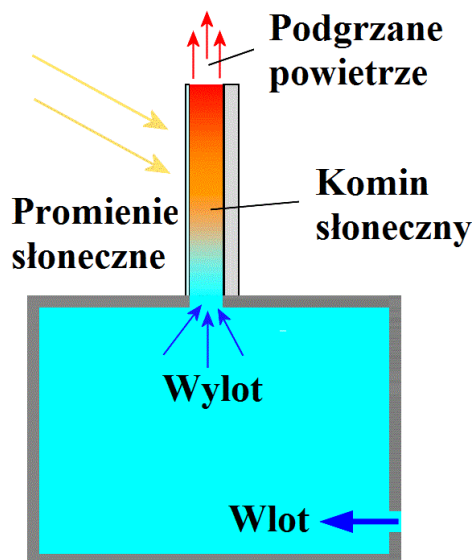
W tym rozdziale zostały przedstawione rozwiązania projektowe służące do intensyfikowania naturalnej wentylacji w budynkach. Technika zaproponowana w rozdziale 4 bazuje na pasywnym wykorzystywaniu promieni słonecznych oraz aktywnym wykorzystaniu energii wiatru (opisane w rozdziale 3).

W podejściu pierwszym pod wpływem konwekcyjnej wymiany ciepła, która jest wynikiem różnicy gęstości pomiędzy ogrzany płynem (górna część), a płynem chłodnym (dolna część) dochodzi do cyrkulacji. Obieg płynu w tym przypadku powietrza, następuje w sposób naturalny, bez zewnętrznych urządzeń mechanicznych wymuszających, takich jak pompy czy wentylatory [60]. Technika ta wykorzystuje pasywne rozwiązanie, jakim jest komin słoneczny.

W drugim podejściu wykorzystywana jest siła wiatru do poprawienia ciągu kominowego poprzez montaż nasady kominowej.

### 4.1. KOMINY SŁONECZNE

Obecnie największe problemy projektowe sprawia wentylacja naturalna, często kojarzona z wentylacją grawitacyjną. Problemy projektowe w rezultacie przekładają się na problemy wykonawcze. Żeby przepływ powietrza wentylacyjnego nie uległ zaburzeniom należy nie tylko zaprojektować właściwą liczbę przewodów wentylacyjnych, ale przede wszystkim dobrać odpowiednie pole przekroju tych przewodów w stosunku do ich wysokości. Co prawda, zagadnienie to jest znormalizowane [100], [99], jednak praktyka wykazuje wady i uchybienia w tym zakresie [70]. W celu zapewnienia prawidłowego ciągu zaczęto stosować pewne rozwiązania projektowe, do których należy m.in. „*komin słoneczny*”. Ogólnie można powiedzieć, że kominy słoneczne wykorzystują efekt konwekcji powietrza podgrzanego energią słoneczną. Przez to zwiększony zostaje ciąg kominowy w przewodach wentylacyjnych, co wpływa na polepszenie wentylacji naturalnej w budynku. Przy stałym ciśnieniu gęstość powietrza maleje wraz ze wzrostem temperatury. Powietrze o wyższej temperaturze niż powietrze otaczające jest napędzane w górę przez siły wyporu. To zjawisko fizyczne wykorzystywane jest przez kominy słoneczne (Rys.10). Ponieważ powietrze jest gazem przezroczystym, w związku z tym nie może być bezpośrednio ogrzewane przez promieniowanie słoneczne. Dlatego komin słoneczny musi zawierać warstwę absorbującą energię słoneczną, ponieważ to dzięki niej powietrze jest ogrzewane.



Rys.10. Poglądowy schemat działania komina słonecznego, rysunek wykonany na podstawie [23]

Efekt działania komina słonecznego może być wykorzystywany do wentylacji budynków mieszkalnych, biur lub w szkołach. Obecnie najtańszym, bo niewymagającym instalowania wentylatorów, rozwiązaniem wspomagającym wentylację naturalną są właśnie kominy słoneczne. Żeby poprawić ciąg wentylacyjny w kanale należy umieścić komin słoneczny na wysokości wyższej niż poziom dachu z nieograniczonym dostępem do strony południowej. Zdolność do absorbowania ciepła może być zwiększona przez zamontowanie w ścianie komina skierowanej w stronę południową przeszklenia i użycie materiału dobrze pochłaniającego promieniowanie słoneczne. Duża powierzchnia materiału pochłaniającego ciepło ma większe znaczenie dla wydajności komina niż duża powierzchnia jego przekroju. Ogrzewanie się powietrza wewnątrz komina będzie powodować jego zwiększenie przepływu [92].

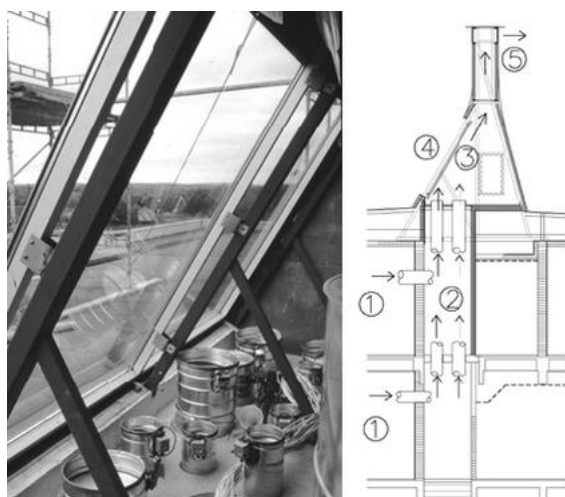
Komin słoneczny był wykorzystywany od wielu wieków, zwłaszcza na Bliskim Wschodzie i w antycznym Rzymie. W najprostszej formie, komin słoneczny jest po prostu pomalowanym na czarno kominem. Obecnie jednym z ciekawszych rozwiązań służącym polepszeniu systemu wentylacji naturalnej są budynki szkolne „Tanga School” w Falkenbergu w Szwecji. Budynki zostały zbudowane w 1968 roku natomiast po modernizacji w 1989 roku na dachu umieszczono kominy słoneczne w celu polepszenia wentylacji naturalnej (Rys.11). W szkole wymiana powietrza odbywa się przez otwory umieszczone w oknach oraz w odcinkach przewodów, przez które powietrze dostarczane jest do pomieszczeń. W pomieszczeniu powietrze się miesza i zostaje usunięte przez

umieszczone pod sufitem centrale, które połączone są z pionowymi przewodami wentylacji naturalnej (grawitacyjnej). Przewody są wykonane ze stali nierdzewnej, posiadają przekrój okrągły i kończą się w przeszklonej komorze kominowej, która jest okresowo otwierana w celu kontroli drożności przewodów [28].



Rys.11. Tanga school. Kominy słoneczne (źródło: [www.tangaschool.com](http://www.tangaschool.com))

Kominy słoneczne zbudowane są z przeszklonej komory, która stanowi rodzaj zasobnika w celu intensyfikacji przepływu powietrza (Rys.12). Kształt komory jest określony, posiada ona również oszkloną ścianę ustawioną pod kątem w kierunku południowym. Komin zakończony jest pokrywą, w której przewody wentylacyjne łączą się z powietrzem zewnętrznym.



Rys.12. Tanga school. Kominy słoneczne - podgrzewana komora (źródło: [www.tangaschool.com](http://www.tangaschool.com))

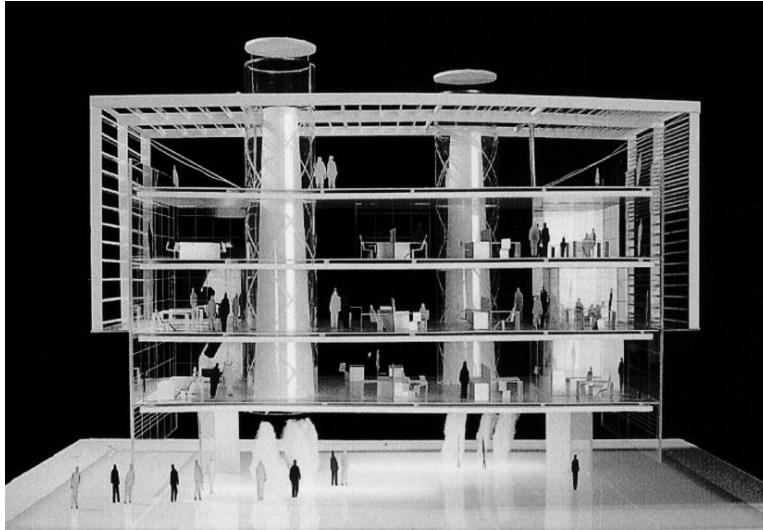
Podobna koncepcja została zastosowana w budynku szkoły średniej „*Sidwell Friends*” w Waszyngtonie (Rys.13). Budynek powstał w 2006 roku i w tym samym roku został uznany przez Amerykański Instytut Architektów za jeden z dziesięciu najlepszych ekologicznych projektów. Charakterystyczną cechą powyższych obiektów jest zielony stropodach, dostępny dla użytkowników obiektu.



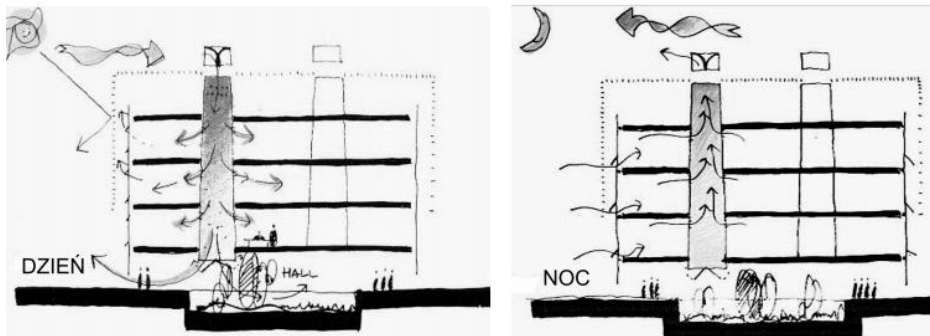
Rys.13. Sidwell Friends. Kominy słoneczne (źródło: [www.solaripedia.com](http://www.solaripedia.com))

W budynku system wentylacji naturalnej oparty jest głównie na naturalnym przepływie powietrza. Połączenie kominów słonecznych z automatycznie otwieranymi oknami oraz z wentylatorami umieszczonymi w suficie minimalizują zapotrzebowanie budynku na chłodzenie [16].

Innym interesującym rozwiązaniem zaproponowanym przez Mario Cucinella jest system kominów słonecznych ze zraszaczami. Budynek biurowy zaprojektowany przez Mario Cucinella wyposażony jest w przeszklone kominy zakończone zraszaczami w celu schładzania powietrza (Rys.14). Zasada działania jest prosta w ciągu dnia system zraszania powoduje schładzanie powietrza i opadanie w dół na niższe kondygnacje. Zużyte powietrze odprowadzone jest na zewnątrz przez otwory znajdujące się w zewnętrznej przeszklonej fasadzie. Nocą kierunek powietrza ulega zmianie. Powietrze wprowadzone przez otwory w zewnętrznej fasadzie budynku przepływa do pomieszczeń biurowych, następnie odprowadzone jest na zewnątrz przez komin.



Rys.14. Model budynku biurowego z kominami słonecznymi zakończonymi zraszaczami (źródło: <https://uwaterloo.ca/architecture/>)



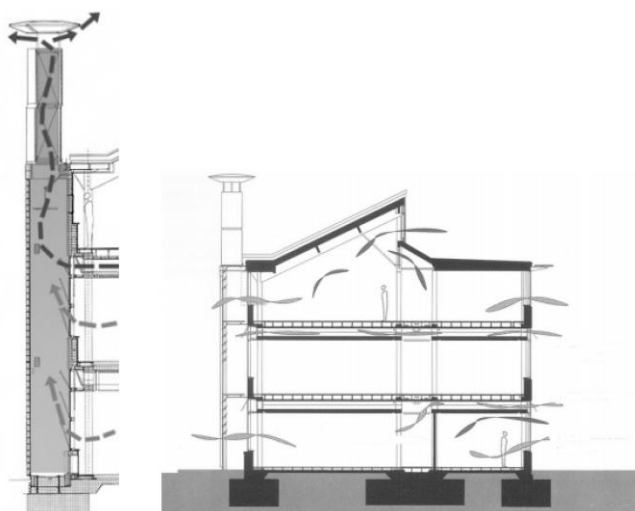
Rys.15. Schemat działania naturalnej wentylacji w budynku biurowym (źródło: <https://uwaterloo.ca/architecture/>)

Ciekawym również rozwiązaniem jest zaproponowany w budynku urzędu skarbowego w Garston system wentylacji naturalnej. Na południowej stronie umieszczone są szyby wentylacyjne w postaci kominów, które biegną przez całą wysokość fasady (Rys.16).

Kominy stanowią kluczową część energooszczędnej, naturalnej wentylacji i systemu chłodzenia. Przeszkłone szyby wentylacyjne ogrzewają powietrze, które pod wpływem konwekcji unosi się do góry. Ogrzane powietrze zwalnia miejsce powodując napływ chłodnego świeżego powietrza do budynku, przez co zapewnia odpowiednią krotkość wymian powietrza (Rys.17).



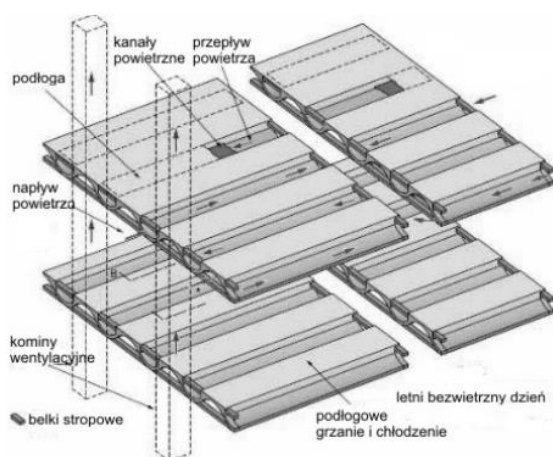
Rys.16. System kominów słonecznych w budynku urzędu skarbowego w Garston  
(źródło: [www: santacruzarchitect.com](http://www.santacruzarchitect.com))



Rys.17. Schemat przepływu powietrza w budynku urzędu skarbowego w Garston  
(źródło: <http://project.bre.co.uk>)

W tego typu rozwiązaniach problemy pojawiają się w przypadku wystąpienia niekorzystnych warunków klimatu zewnętrznego (bardzo ciepły i bezwietrzny dzień). W takich przypadkach zostają włączone niskoenergetyczne wentylatory w celu zwiększenia przepływu powietrza. Za pomocą wentylatorów do obiektu wprowadzane jest z zewnątrz chłodne, świeże powietrze. Podczas bezwietrznych dni powietrze jest pobierane z zacienionej północnej strony budynku i wpływa przez wysoko położone okna. Natomiast w czasie ciepłych dni powietrze jest przesyłane przez zakrzywione, wydrążone w podłodze tunele.

Powietrze przechodzące przez strop może być dodatkowo schłodzone przez znajdującą się w płycie stropowej instalację zimnej wody (Rys.18). Należy również wspomnieć, że w tym przypadku zimna woda jest dostarczana z głębokiej na 70 m studni, w której temperatura wody jest stała i wynosi 10 °C. Obieg wody jest zamknięty i prowadzi przez wymiennik ciepła, podłogową instalację, aż do drugiego płytszego odwiertu. W nocy system kontroli ma możliwość otworzyć podpodłogowe kanały wentylacyjne, żeby oziębic strop, który doskonale magazynuje chłód do następnego dnia. Dodatkowo nieizolowany, zakrzywiony sufit (Rys.19) pracuje, jako chłodzący radiator. Zakrzywienie powoduje, że ma większą powierzchnię niż płaski sufit.



Rys.18. Schemat przepływu powietrza w budynku biurowym w Garston w letni bezwietrzny dzień (źródło: <http://project.bre.co.uk>)



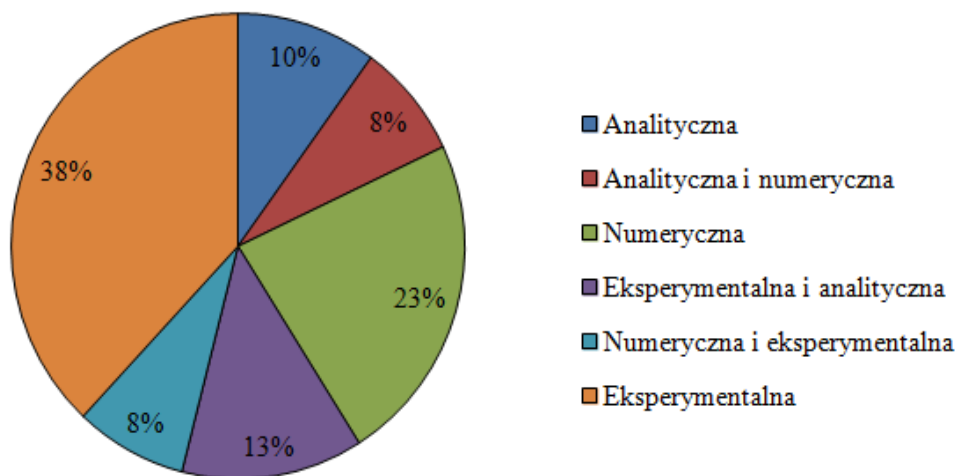
Rys.19. Zakrzywiony sufit w budynku biurowym w Garston (źródło: <http://project.bre.co.uk>)

Dzięki tej koncepcji można chłodzić budynek bez konieczności użycia wysokoenergetycznej klimatyzacji. Natomiast podczas miesięcy chłodnych (zimowych) woda krążąca przez betonową podłogę jest podgrzewana, aby uzyskać łagodne ogrzewanie podłogowe. Ogrzewanie wody zapewnione jest przez kocioł gazowy kondensacyjny. Cała wentylacja i system grzewczy są kontrolowane przez system zarządzania budynkiem [47].

W Polsce kminy słoneczne nie zostały jeszcze dokładnie zbadane. Ich zastosowanie w klimacie umiarkowanym jest dopiero w fazie badawczej. Jednym z prowadzonych badań w tym zakresie jest sprawdzenie przydatności kominów słonecznych na cele chłodzenia [90]. Naukowcy wykonali stanowisko badawcze w celu oceny działania systemu wentylacji naturalnej z kominem słonecznym. Na istniejących kanałach wentylacyjnych została wykonana konstrukcja, stanowiąca komin słoneczny. Z badań wynika, że zaobserwowano zwiększenie strumienia objętości powietrza.

Obecnie zakres prac badawczych dotyczących kominów słonecznych opiera się na trzech metodach: eksperymentalnej, analitycznej i numerycznej. Procentowy udział poszczególnych metod (Rys.20) został zaprezentowany w 2011 roku przez Khanal i Lei [67]. Koncentrując się na powyższych danych można zauważyć, że dominują badania eksperymentalne (38%) oraz badania numeryczne (23%). Również znaczącą część tworzą badania połączone eksperymentalne z analitycznymi (13%). Pomimo kosztownych i czasochłonnych badań eksperymentalnych widać, że stanowią one podstawę dalszych doświadczeń. Należy również wspomnieć o rozwijających się technikach numerycznych, zwłaszcza CFD (Computational Fluid Dynamics). Umożliwiają one opracowanie m.in. modeli matematycznych przepływu powietrza w kominach oraz prognozowanie parametrów termodynamicznych i kinematycznych powietrza wewnątrz komina.





Rys.20. Stosowane metody badawcze do analizy działania kominów słonecznych (opracowanie własne na podstawie [67])

W oparciu o literaturę można stwierdzić, że przeprowadzone badania z zakresu analizy sprawności kominów słonecznych głównie koncentrowały się na poszukiwaniu optymalnego rozwiązania pod względem przekroju i wysokości komin, powierzchni przeszklenia [16] oraz kąta nachylenia [83], [56], [110], [19], [109], [81].

## 4.2.NASADA KOMINOWA

W celu poprawy wydajności wentylacji naturalnej stosuje się między innymi nasady kominowe. Mają one za zadanie poprawić efekt kominowy określany w języku potocznym jako ciąg kominowy. Efekt kominowy jest to zjawisko fizyczne powstawania spontanicznego przepływu cieplejszego gazu, np. powietrza, z dołu do góry w kanałach trzonów [6]

Nasady kominowe są w stanie przetworzyć energię wiatru na podciśnienie w przewodzie kominowym, które pozwala wytworzyć i ustabilizować właściwy ciąg kominowy. Dzięki temu powietrze z przewodów wentylacyjnych oraz spaliny z przewodów spalinowych są skutecznie wyprowadzane na zewnątrz. Dodatkowo nasady kominowe osłaniają otwór wylotowy komin przed negatywnym oddziaływaniem wiatru oraz wód opadowych, a także stanowią praktyczne przedłużenie przewodu kominowego. Poniżej przedstawiono kilka popularnych nasad kominowych wraz z opisem ich działania [118]:

TYP nasady	Opis działania
	<p>Nasady obrotowe – głowice tego typu nasad są wprawiane w ruch obrotowy za pomocą siły wiatru, a dzięki odpowiednio wyprofilowanym łopatkom powietrze z przewodu dolotowego jest wypompowywane na zewnątrz, tworząc stabilny ciąg kominowy.</p>
	<p>Nasady samonastawne – ich cechą charakterystyczną jest to, że ustawiają się w kierunku wiejącego wiatru, zabezpieczając swoją czaszą przewód kominowy i tworząc po stronie zawietrznej podciśnienie proporcjonalne do prędkości wiejącego wiatru. Obrót nasad samonastawnych jest zależny od siły wiejącego wiatru, natomiast zysk energetyczny uzyskany przez te urządzenia jest o wiele większy niż w przypadku nasad stałych.</p>
	<p>Nasada z silnikiem - jest urządzeniem dynamicznie wykorzystującym siłę wiatru do wspomagania ciągu kominowego, dodatkowo wyposażona w silnik małej mocy do jego skutecznej stabilizacji. Montuje się ją na wylotach kominów wentylacyjnych o działaniu grawitacyjnym. Niezależnie od kierunku, siły i rodzaju wiatru, turbina nasady obraca się zawsze w jedną i tę samą stronę wytwarzając podciśnienie w króćcu dolotowym nasady, co w efekcie powoduje wzrost natężenia przepływu powietrza w przewodach.</p>
	<p>Nasady stałe – urządzenia tego typu to elementy statyczne, które nie zmieniają swego położenia względem wiejącego wiatru. Nasady stałe działają w oparciu o zjawisko, które polega na pojawieniu się podciśnienia po stronie zawietrznej przesłony opływanej przez wiatr, a skuteczność funkcjonowania tego rodzaju urządzeń jest współzależna od natężenia oraz kierunku wiatru.</p>

### 4.3. PODSUMOWANIE

System wentylacji jest bardzo istotnym elementem budynku jako całości. Od jego prawidłowego działania zależy nie tylko dobre samopoczucie lokatorów, ale ich zdrowie, a czasem i życie. Dlatego też należy dołożyć wszelkich starań

i środków, aby funkcjonował on w prawidłowy sposób, zważywszy że są dostępne na rynku i urządzenia i technologie które są w stanie to zapewnić.

Kominy słoneczne są coraz częściej stosowaną techniką poprawiania sprawności wentylacji naturalnej w budownictwie. Główną zaletą jest możliwość wykorzystywania pozyskaną niskim kosztem energią słoneczną. Kominy słoneczne są coraz częściej projektowane przez architektów, jako główna część systemu wentylacji naturalnej. Odpowiednio zaprojektowane mogą tworzyć ciekawy element budynku, nadając mu równocześnie indywidualny charakter. Zarys badań prowadzonych nad efektywnym działaniem kominów słonecznych, ukazuje szeroką problematykę tego zagadnienia. Z uwagi na dużą liczbę parametrów warunkujących pracę kominia słonecznego zauważyć należy, iż każda lokalizacja i każdy obiekt powinien być rozpatrywany indywidualnie. Bazując na badaniach przeprowadzonych przez Khanal i Lei [67] można stwierdzić, że wykonanie analizy numerycznej i eksperymentu z zakresu sprawności kominów słonecznych należy do zdecydowanej mniejszości w świecie, bo zaledwie 8% jak to wynika z rozdziału 4.1.

Kolejnym rozwiązaniem projektowym poprawiającym wydajność wentylacji naturalnej jest nasada kominowa. Na podstawie badań własnych [10] zauważono, że dla prędkości wiatru nieprzekraczającej wartość 3 m/s zastosowanie nasady kominowej typu obrotowego poprawia ciąg kominowy. Wyniki badań potwierdziły także, że zastosowanie nasady może nawet o 90% zwiększyć efekt kominowy. Natomiast w pewnych przypadkach, wiatr może powodować odwrócenie kierunku przepływu powietrza w przewodach wentylacyjnych. Zachowanie wentylacji grawitacyjnej jest silnie zależne od czynników lokalnych. Dlatego zalecane jest montowanie nasady, która służy nie tylko do pobudzania ciągu w kominach, ale także chroni przed wstecznym ciągiem oraz przed chwilowym porywem wiatru wpadającym do kominia i osłania przewód kominowy przed deszczem.

## 5. BADANIA DOŚWIADCZALNE WŁASNE PRZEPIYU POWIETRZA WENTYLACYJNEGO

W celu określenia wpływu energii słonecznej na system wentylacji naturalnej, przeprowadzono badania *in situ* dla typowego budynku mieszkalnego zlokalizowanego w Gdańsku. Badania prowadzone były w okresie letnio jesiennym od sierpnia do listopada. Do badań wykorzystano budynek jednorodzinny w zabudowie bliźniaczej. Budynek zlokalizowany jest w Gdańsku, co odpowiada i strefie klimatycznej.

Istotą badań było sprawdzenie w sposób doświadczalny wartości przepływu powietrza wentylacyjnego w kanale wentylacyjnym oraz poznanie wartości temperatur. W związku z tym z całego budynku wydzielono pomieszczenie, w którym znajdował się wlot powietrza oraz wylot do kanału wentylacyjnego. Takie ograniczenia pozwoliły na uzyskanie wyników zależnych przede wszystkim od klimatu zewnętrznego zmniejszając np. Wpływ infiltracji. W czasie badań doświadczalnych prowadzono także badania klimatu zewnętrznego na podstawie własnej stacji klimatycznej w obszarze budynku.

Badania prowadzone były w trzech etapach. Etap I polegał na badaniu przepływu powietrza wentylacyjnego w układzie wentylacyjnym tradycyjnym, czyli pomieszczenie + kanał wentylacyjny zbudowany z cegły ceramicznej pełnej. Etap II polegał na obudowaniu części kominu wyprowadzonego ponad połac dachową obudową transparentną. Stworzenie obudowy miało na celu zwiększenie dokładności walidacji modelu numerycznego dzięki wynikom doświadczalnym. Natomiast w Etapie III zastosowano nasadę kominową typu obrotowego, która została zamontowana na kominie tradycyjnym opisanym w Etapie I.

W związku z tym w dalszej części pracy autor posługuje się zwrotami TYP I, TYP II i TYP III, co oznacza:

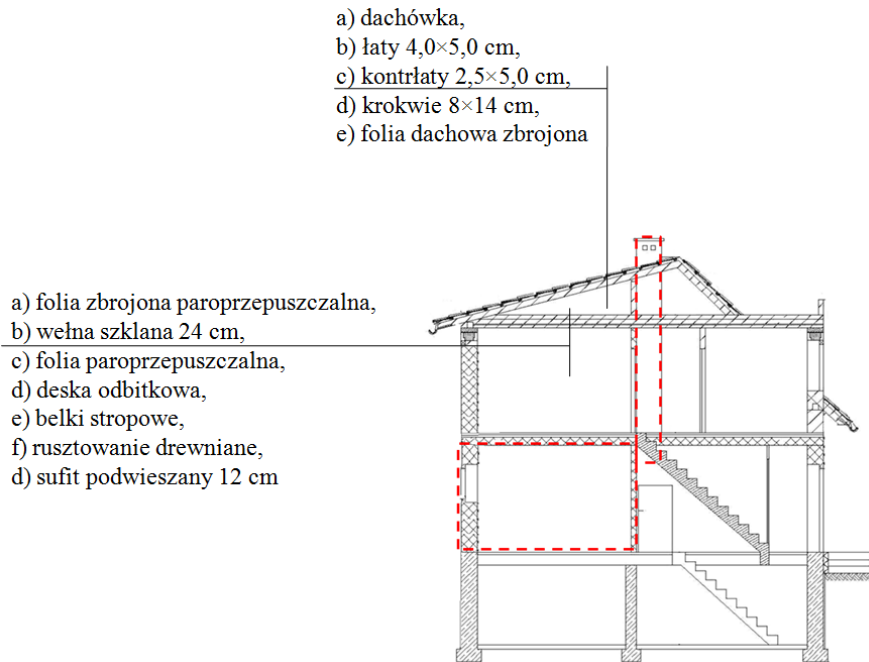
- TYP I = Etap I - pomieszczenie + kanał wentylacyjny w trzonie kominowym,
- TYP II = Etap II - pomieszczenie + kanał wentylacyjny w trzonie kominowym z obudową transparentną.
- TYP III = Etap III - pomieszczenie + kanał wentylacyjny w trzonie kominowym zbudowany z cegły ceramicznej pełnej zakończony nasadą kominową

Podczas badań lokalizacja czujników podczas trzech etapów była stała zarówno dla czujników wewnątrz układu jak i dla zbudowanej bazy klimatycznej.

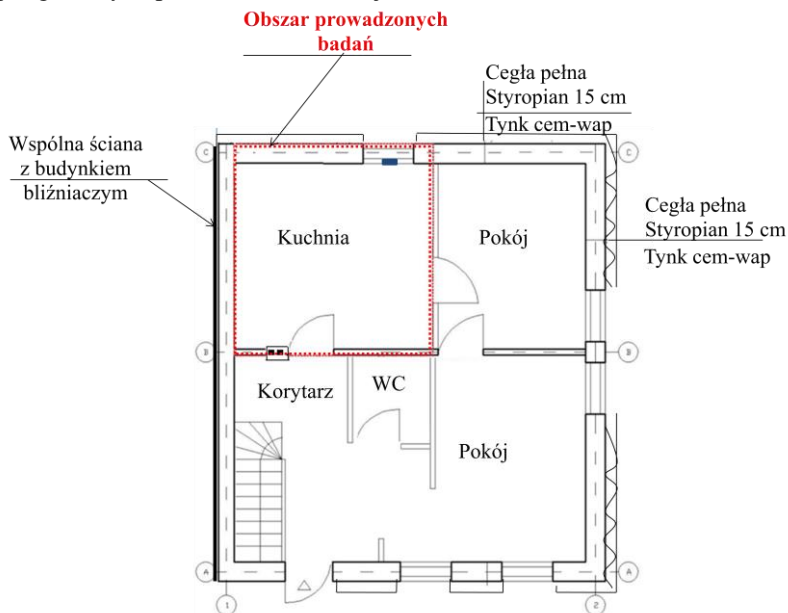
## 5.1. OPIS BUDYNKU TESTOWEGO

Budynek zrealizowany został, jako dwukondygnacyjny, całkowicie podpiwniczony, w technologii tradycyjnej. Powstał w latach 50-tych XX wieku, a jego częściowa termomodernizacja wykonana została w 2012r. Termomodernizacja polegała na wymianie stolarki okiennej oraz na ociepleniu więźby dachowej. Mury zewnętrzne wykonane zostały z cegły pełnej o grubości 38cm, podczas termomodernizacji dokonano ich izolacji termicznej. Więźba dachowa została całkowicie przebudowana podczas termomodernizacji, dach wykonano, jako drewniany stromy, wielospadowy o konstrukcji jętkowej (Rys.21). Badania prowadzone były po remoncie bryły budynku i jej termomodernizacji.

Budynek wyposażony jest w system wentylacji grawitacyjnej. Budynek posiada dwie kondygnacje nadziemne i jedną podziemną. Ukształtowanie pomieszczeń oraz otwory wentylacyjne pozwoliły na wyizolowanie do badań z całego obiektu jednego pomieszczenia (kuchnia) wraz z kanałem wentylacyjnym (Rys.21). Pomieszczenie wybrane do analizy stanowi samodzielny element pod względem systemu wentylacji, tzn. W tym obszarze występuje wlot i wylot powietrza wentylacyjnego (Rys.22). Wytypowane pomieszczenie było szczelnie oddzielone od pozostałych pomieszczeń. Podczas prowadzenia badań od poniedziałku do piątku pomieszczenie nie było używane przez mieszkańców w następujących godzinach: dzień (od 7:30 do 16:30), noc (od 21:00 do 7:00) w pozostałe dni pomieszczenie używane było losowo.

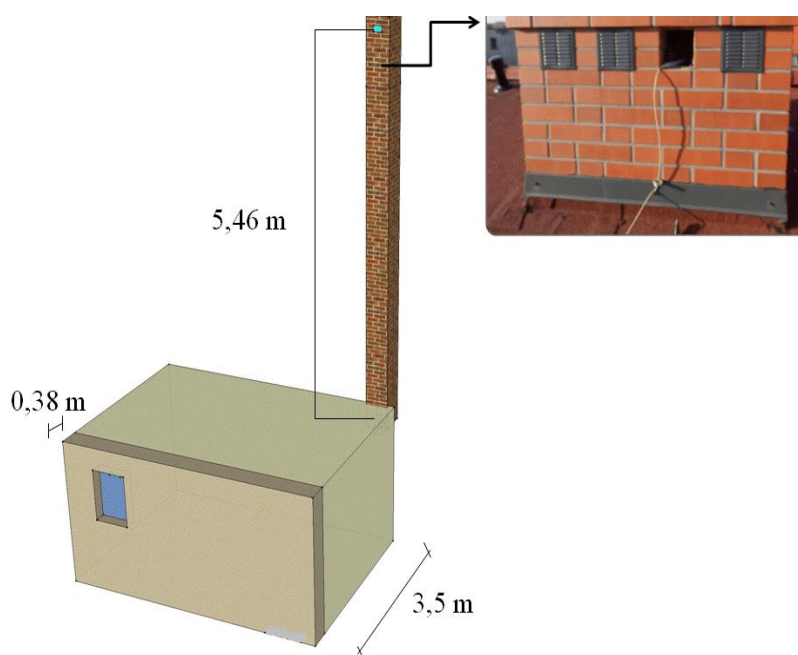


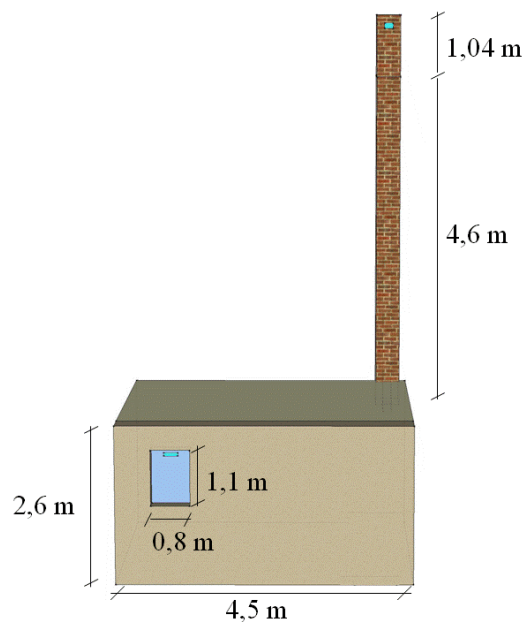
Rys.21. Przekrój pionowy budynku testowego z oznaczonym miejscem badań poligonowych po termomodernizacji



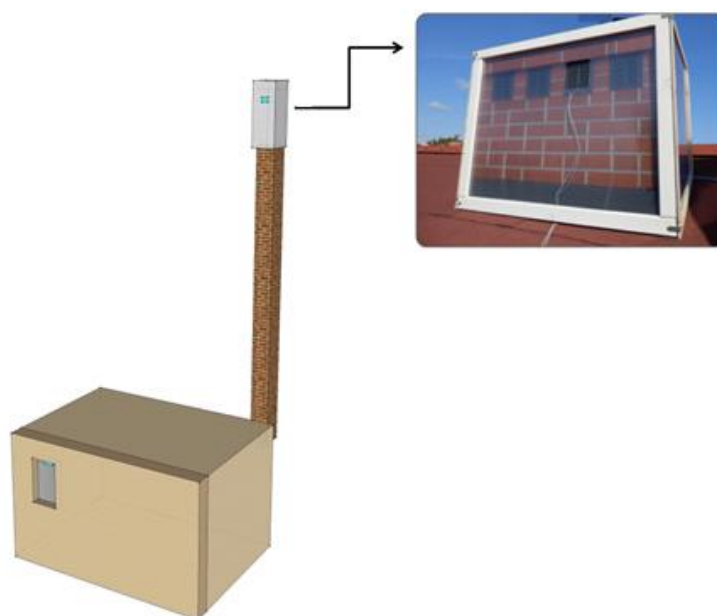
Rys.22. Rzut budynku testowego z oznaczonym miejscem badań poligonowych po termomodernizacji

Pomieszczenie wytypowane do badań miało wymiary: wys. 2,6 m, szer. 3,5 m, dł. 4,5 m. Wysokość komina od środka wysokości w świetle kratki wentylacyjnej w pomieszczeniu do środka wysokości na wylocie z kanału wentylacyjnego wynosiła 5,46 m (Rys.23). W pomieszczeniu testowym znajdowało się okno PCV jednokomorowe o wymiarach: 4/16/4 [mm]. Pomieszczenie posiada dwoje drzwi, każde prowadzi to pomieszczenia ogrzewanego. Podczas nieobecności mieszkańców drzwi były szczelnie zamknięte. Komin wykonany jest w technologii tradycyjnej z cegły pełnej ceramicznej, otynkowany. Komin posiada 4 kanały o wymiarach 14 x 14 [cm]. Komin wystaje ponad połac dachową na wysokość 1,04 m. Ściana zewnętrzna murowana z cegły pełnej ceramicznej o łącznej grubości 0,38 m. Ściany działowe murowane z cegły pełnej ceramicznej o grubości 0,12 m. W etapie II obudowano części komina wystającego ponad połac dachową przesłaną transparentną (szkło typu „float”) o grubości pustki 0,04 m (Rys.24). Do obudowy wykorzystano szkło o grubości 5 mm. W etapie II pozostałe elementy układu wentylacyjnego nie uległy zmianie. Parametry materiałowe i termiczne przegród występujących w układzie wentylacyjnym zostały przedstawione w Tabeli 1.





Rys.23. Pomieszczenie testowe. System wentylacji naturalnej etap I



Rys.24. Pomieszczenie testowe. System wentylacji naturalnej etap II



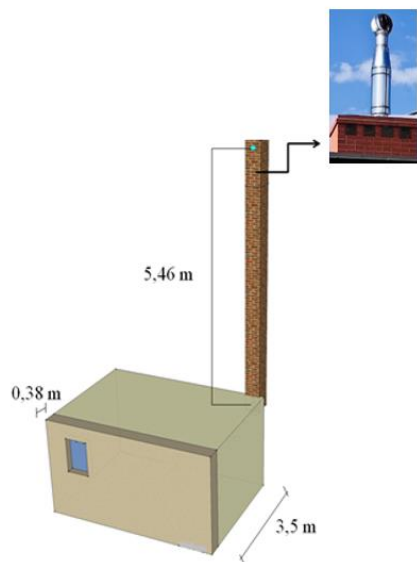
Podczas prowadzenia badań doświadczalnych wykonano pomiar emisyjności zastosowanych materiałów. Do pomiaru zastosowano pirometr typu Fluke 62 Max. Przyrząd mierzy natężenie promieniowania podczerwonego dochodzącego od przedmiotu do jego obiektywu. Zmierzoną wielkość promieniowania przyrząd przelicza na odpowiadającą mu temperaturę przedmiotu i pokazuje wartość tej temperatury na wyświetlaczu.

Miarodajne wyniki pomiarów temperatury pirometrem uzyskano poprzez kalibrację pirometru do pomiarów temperatury wybranego materiału. W tym celu wykorzystano termometr klasyczny, jako wzorzec. Zmierzone temperaturę materiału tym termometrem, a następnie ustawiając różne wartości współczynnika emisyjności w pirometrze doprowadzono do zgodności wyników pomiaru obydwoma przyrządami. Zakres pomiarowy pirometru wynosi od  $-30^{\circ}\text{C}$  do  $500^{\circ}\text{C}$ . Dla pirometrów dokładność jest podawana zwykle jako odchylenie od wartości rzeczywistej oraz odchylenie procentowe, np.  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  i  $\pm 2\%$ . Przy ocenie dokładności wyniku przyjmowano większą z tych dwóch wartości. Wynik pomiaru emisyjności zastosowanych materiałów przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1: Parametry materiałowe i termiczne przegród budowlanych pomieszczenia testowego

	<b>Grubość d [m]</b>	<b>Przewodność cieplna <math>\lambda</math> [W/m K] [102]</b>	<b>Emisyjność e [-]</b>
Stolarka okienna	0,024	1,4	0,95
Ściana zewnętrzna	0,38	0,77	0,84
Ściana komina	0,12	0,77	0,84
Przesłona transparentna	0,005	6	0,95
Powietrze w pustce	0,04	0,025	-

W Etapie III zastosowano nasadę kominową typu obrotowego, która została zamontowana na kominie tradycyjnym opisanym w Etapie I (Rys.25). Nasada kominowa była drugim sposobem poprawy wentylacji grawitacyjnej w badaniu eksperymentalnym.

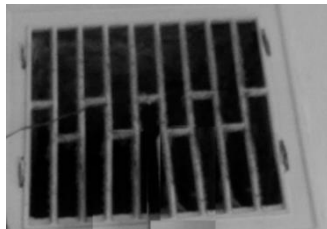


Rys.25. Pomieszczenie testowe. System wentylacji naturalnej etap III

Jak już wspomniano pomieszczenie wyposażone jest w system wentylacji naturalnej typu grawitacyjnego (stack ventilation) opisane szerzej w rozdziale 1. Napływ świeżego powietrza odbywa się przez nawiewnik okienny. Nawiewnik okienny umiejscowiony był w oknie od strony południowej. W analizowanym pomieszczeniu zastosowany był nawiewnik okienny z precyzyjnym nastawem (sterowany ręcznie), w którym ilość dostarczanego powietrza zależy od położenia przesłony (Rys.26a). W tym przypadku użytkownik decyduje o ilości dostarczanego powietrza, ręcznie zmieniając położenie przepustnicy nawiewnika. Nawiewnik posiada 5 położeń przepustnicy, co odpowiada przepływowi powietrza od 6 do 30 m<sup>3</sup>/h. Podczas prowadzonych badań nawiewnik okienny miał ustawioną przepustnicę na maksymalny strumień przepływu powietrza. Natomiast powietrze zużyte usuwane było przez kratkę wentylacyjną o wymiarach 0,14 x 0,14 m (Rys.26b).



a)



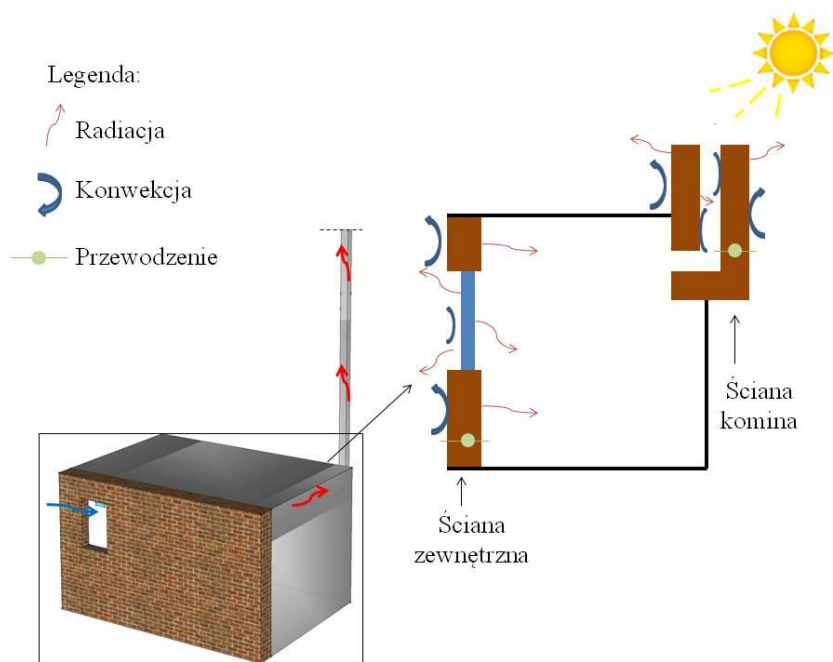
b)

Rys.26. System wentylacji naturalnej: a) nawiewnik okienny, b) kratka wentylacyjna

## 5.2. OPIS ZJAWISKA

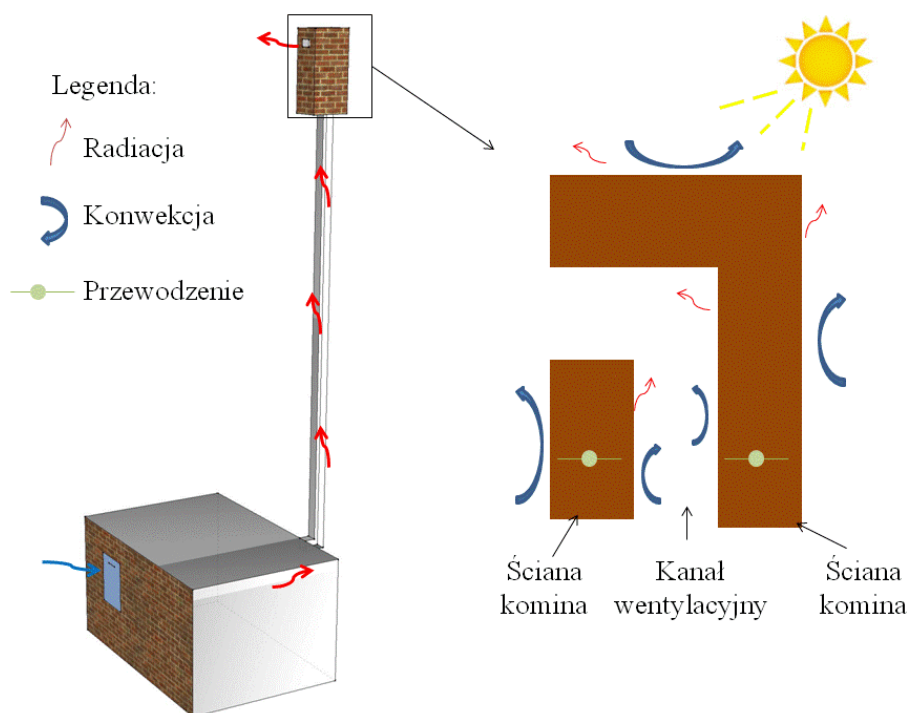
Analiza wydajności wentylacji grawitacyjnej wymaga sformułowania wymiany ciepła, jaka zachodzi w kominach słonecznych. Komin słoneczny jest to rodzaj komina, w którym jako absorber promieniowania słonecznego stosuje się obudowę części wystającej ponad połac dachową w kolorze czarnym lub z przeszklonej komory. Przeszklona komora stanowi rodzaj zasobnika, którego zadaniem jest intensyfikacja przepływu powietrza wentylacyjnego. Aby dobrze sformułować wymianę ciepła w kanale wentylacyjnym należy zidentyfikować odpowiednie mechanizmy przenoszenia ciepła w odniesieniu do całego układu: pomieszczenie + kanał wentylacyjny.

Wymiana ciepła jest zjawiskiem zachodzącym wówczas, gdy istnieje różnica temperatur wewnątrz pewnego układu lub pomiędzy kilkoma układami mogącymi wzajemnie na siebie oddziaływać. Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki następuje wtedy wymiana energii, przy czym część układu czy też układ o temperaturze wyższej oddaje energię układowi o temperaturze niższej. W analizowanym układzie (pomieszczenie) wymiana ciepła zachodzi na skutek przewodzenia, konwekcji i radiacji. W ścianie zewnętrznej budynku wymiana ciepła odbywa się na skutek przewodzenia i stanowi ona większość wymiany ciepła ze środowiskiem zewnętrznym. Okna są natomiast elementami, w których zjawiska przepływu ciepła są dość złożone, ze względu na zróżnicowaną budowę ich części składowe [63]. W ramach okiennych dominuje przewodzenie ciepła, natomiast szyby przekazują ciepło głównie na drodze promieniowania między szybami i konwekcyjnych ruchów gazu w przestrzeni międzyszybowej [64]. Metalowe ramki dystansowe łączące szyby zespolone stanowią mostek termiczny, zwiększający intensywność przepływu ciepła przez przewodzenie w miejscu osadzenia szyb w ramie okiennej [65]. Głównie w przypadku przegrody przezroczystej generowane są pewne zyski ciepła związane z transmisją do pomieszczenia energii promieniowania słonecznego. Wszystkie niezbędne mechanizmy, które należy uwzględnić w przypadku przegrody budowlanej i okna zostały przedstawione na (Rys.27).



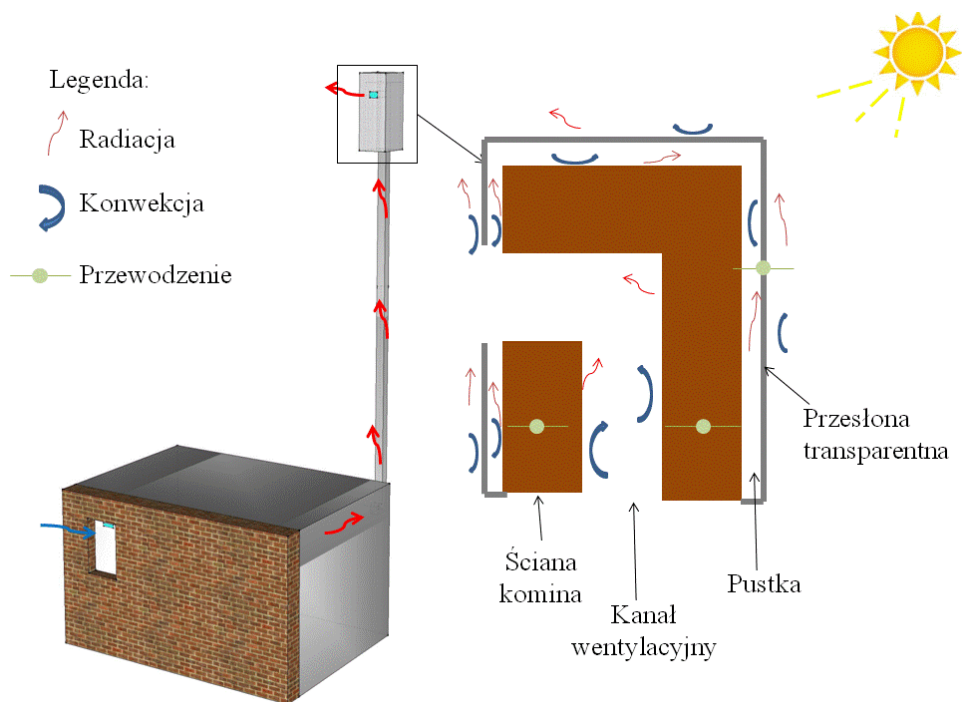
Rys.27. Model wymiany ciepła w pomieszczeniu testowym

W ścianie zewnętrznej komina wymiana ciepła odbywa się na skutek przewodzenia i stanowi ona większość wymiany ciepła ze środowiskiem zewnętrznym. Ściany zewnętrzne zwykle generują straty ciepła przez konwekcyjny ruch powietrza zewnętrznego w ich pobliżu. Natomiast na skutek radiacji przegroda zewnętrzna absorbuje promienie słoneczne, co powoduje, że ściana podwyższa swoją temperaturę. Zgromadzona energia, w postaci ciepła w ścianie, stopniowo oddawana jest do powietrza wentylacyjnego w kanale. Wszystkie niezbędne mechanizmy, które należy uwzględnić w przypadku ściany zewnętrznej komina zostały przedstawione na (Rys.28).



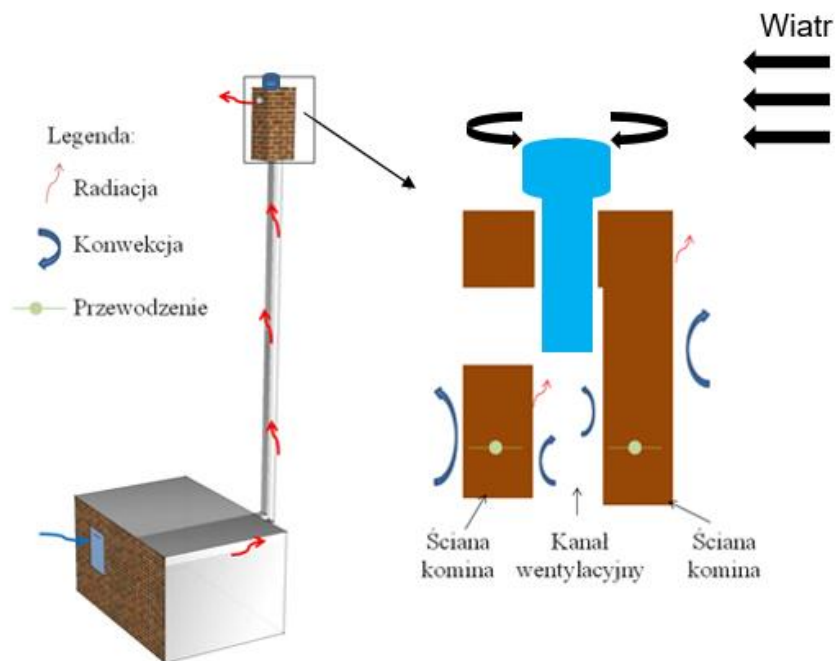
Rys.28. Model wymiany ciepła w kanale wentylacyjnym TYP I komina

Urządzeniem wspomagającym wentylację grawitacyjną w budynku (TYP II) jest komin słoneczny, w którym wykorzystuje się efekt konwekcji powietrza podgrzanego energią słoneczną. Powietrze znajdujące się w części przeszklonej komina jest podgrzewane na skutek radiacji, dzięki temu na skutek radiacji i konwekcji przekazuje ciepło do ściany zewnętrznej. Natomiast zgromadzona energia, w postaci ciepła w ścianie, stopniowo oddawana jest na skutek przewodzenia do powietrza przepływającego w kanale wentylacyjnym. Wzrastająca różnica gęstości powietrza usuwanego między wlotem a wylotem z komina skutkuje intensyfikacją wymiany powietrza w pomieszczeniu. Natomiast w przypadku braku promieniowania słonecznego, powietrze w obudowie transparentnej zostaje ochłodzone w wyniku przewodzenia i radiacyjnych strat ciepła do otoczenia. Wszystkie niezbędne mechanizmy, które należy uwzględnić w kominie słonecznym zostały przedstawione na (Rys.29).



Rys.29. Model wymiany ciepła w kanale wentylacyjnym TYP II kominowa

Urządzeniem wspomagającym wentylację grawitacyjną w budynku (TYP III) jest nasada kominowa, która wykorzystuje wiatr i jego energię do polepszenia wentylacji grawitacyjnej. Nasada obracając się wzmacnia konwekcyjny ruch powietrza w kanale wysysając powietrze z kominowa i jednocześnie zapobiega cofaniu się powietrza do wewnątrz pomieszczeń. Standardowo w ścianie zewnętrznej kominowa wymiana ciepła odbywa się na skutek przewodzenia. Natomiast na skutek radiacji przegroda zewnętrzna absorbuje promienie słoneczne, co powoduje, że ściana podwyższa swoją temperaturę, która jest przekazywana do powietrza wentylacyjnego w kanale. Wszystkie niezbędne mechanizmy, które należy uwzględnić w przypadku ściany zewnętrznej kominowa z nasadą zostały przedstawione na (Rys.30).



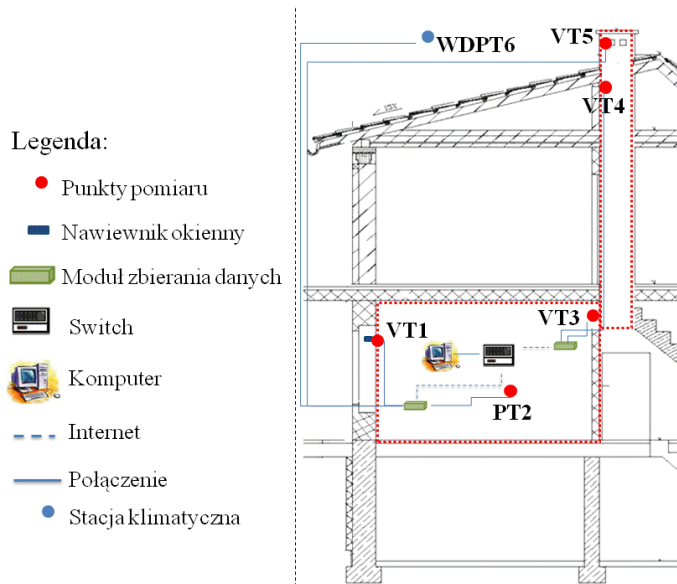
Rys.30. Model wymiany ciepła w kanale wentylacyjnym TYP III komina

### 5.3. OPIS STANOWISKA POMIAROWEGO

Do wykonania pomiarów zastosowano system pomiarowy z czujnikami pomiarowymi firmy LAB-El [72], posiadającymi potwierdzone właściwości metrologiczne zgodnie z normą PN-EN ISO/IEC 17025:2005. Pomiary wykorzystane zostały do empirycznej weryfikacji modeli numerycznych, które opisano w rozdziale 6. Do weryfikacji wykorzystano dane pomiarowe podstawowych parametrów meteorologicznych:

- natężenia promieniowania słonecznego padającego na południową ścianę komina [S]
- temperatury powietrza [T]
- prędkość [W] i kierunek [D] wiatru
- ciśnienie [P]
- prędkość przepływu powietrza [V].

Schemat położenia czujników w budynku testowym przedstawia Rys.31. Objasnienia czujników zostały opisane w Tab. 2.



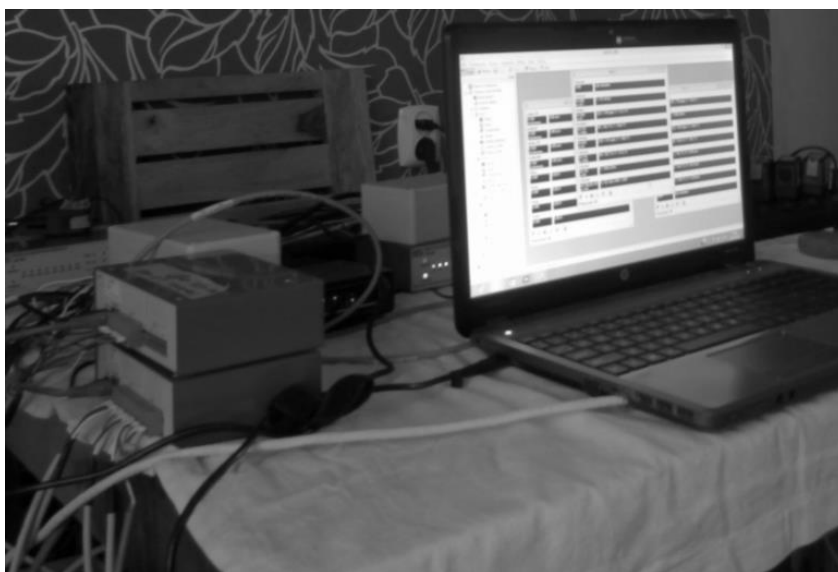
Rys.31. Schemat położenia czujników w budynku testowym (kuchnia i kanał wentylacyjny)

Tabela 2: Opis zastosowanych czujników pomiarowych

Symbol	Nazwa czujnika	Mierzona wartość	Opis usytuowania czujnika
W6 D6	Wiatromierz	Prędkość [m/s]	Czujnik umieszczony na południowym balkonie.
	Wiatromierz	Kierunek [°]	
P2,6	Barometr	Ciśnienie [hPa]	Czujnik umieszczony na południowym balkonie [P6] oraz w pomieszczeniu testowym [P2].
T2	Termometr	Temperatura [°C]	Czujnik umieszczony w pokoju.
T6	Termometr	Temperatura [°C]	Czujnik umieszczony na południowym balkonie.
VT1	Termoanemometr	Prędkość [m/s]	Czujnik umieszczony w świetle nawiewnika okiennego w pomieszczeniu testowym.
	Termoanemometr	Temperatura [°C]	
VT3	Termoanemometr	Prędkość [m/s]	Czujnik umieszczony w świetle otworu wentylacyjnego w pomieszczeniu testowym.
	Termoanemometr	Temperatura [°C]	
VT4	Termoanemometr	Prędkość [m/s]	Czujnik umieszczony w kanale wentylacyjnym na długości 1,5 m od dolnej krawędzi otworu wentylacyjnego w kominie.
	Termoanemometr	Temperatura [°C]	
VT5	Termoanemometr	Prędkość [m/s]	Czujnik umieszczony w świetle otworu wentylacyjnego w kominie.



Jako jednostkę centralną akwizycji danych zastosowano komputer podłączony do rejestratora danych pomiarowych złożonego z dwóch koncentratorów LB-487 i lokalnego modułu akwizycji danych. Komputer wraz z rejestratorem (Rys.32) umieszczono w środku pomieszczenia testowego. Pomiary wykonywano z częstotliwością próbkowania 60 s. Pomiary prowadzone były w warunkach klimatu lokalnego miasta Gdańsk w okresie od sierpnia do listopada.



Rys.32. Komputer wraz z koncentratorom LB-487

### 5.3.1. Opis aparatury badawczej

#### 5.3.1.1. Termoanemometr

Do pomiarów prędkości przepływu powietrza i temperatury wykorzystano anemometr z termometrem typu LB-801 [72]. Termoanemometr służy do pomiaru prędkości przepływu powietrza i temperatury. W urządzeniu została wykorzystana termoanemometryczna zasada działania. Podgrzewany przez prąd termorezystor jest chłodzony przez opływający gaz. Utrzymanie stałej temperatury termorezystora wymaga odpowiedniego sterowania prądem, który to prąd jest miarą prędkości przepływającego gazu. Zaletą anemometrów termicznych jest mała głowica pomiarowa, którą można umieścić poprzez niewielki otwór w ścianie kanału. Anemometr z termometrem LB-801 jest skompensowany temperaturowo. Każdy zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Podstawowe dane prezentuje Tabela 3:

**Tabela 3:** Opis parametrów technicznych LB-801

Dane techniczne	Wartość	Jednostka
Zakres pomiaru przepływu	od 0,1 do 10	[m/s]
Zakres pomiaru temperatury	od -40 do 70	[°C]
Niepewność pomiaru przepływu	0,05	[m/s]
Niepewność pomiaru temperatury	0,1	[°C]

Zastosowane czujniki umieszczone zostały w nawiewniku okiennym (Rys.33a) szt. 1 [VT1], przy kratce wentylacyjnej (Rys.33b) szt. 2 [VT2] oraz w kanale wentylacyjnym szt. 1 [VT4] i na wylocie z komina (Rys.33c) szt. 1 [VT5]. Czujniki podłączone zostały do koncentratora, który posłużył do konwersji sygnałów i rejestracji wyników pomiarów w lokalnym module akwizycji danych. Koncentrator LB-487 został podłączony do komputera.



a)



b)



c)

Rys.33. Lokalizacja termooanemometrów w pomieszczeniu testowym

### 5.3.1.2. Barometr wewnętrzny

Do pomiaru ciśnienia atmosferycznego wykorzystano barometr elektroniczny typu LB-716 [72]. Zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Podstawowe dane prezentuje Tabela 4:

**Tabela 4:** Opis parametrów technicznych LB-716

Dane techniczne	Wartość	Jednostka
Zakres pomiaru ciśnienia	od 800 do 1100	[hPa]
Niepewność pomiaru ciśnienia	+/- 1,0	[hPa]
Rozdzielczość pomiaru ciśnienia	0,1	[hPa]

W badaniach barometr typu LB-716 (Rys.34a) umiejscowiony został na statywie na wysokości 0,8 m od podłogi w środku pomieszczenia (Rys.34b). Urządzenie podłączone zostało do koncentratora LB-487.



a)



b)

Rys.34. Czujnik LB-716: a) widok, b) lokalizacja

### 5.3.1.3. Czujnik temperatury

Pomiar temperatury powietrza wewnątrz pomieszczenia przeprowadzono w celu porównania wartości generowanych przez model numeryczny. W badaniach *in situ* wykorzystano termo higrometr typu LB-710R [72], który dokonywał pomiaru temperatury i wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu. Zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Podstawowe dane prezentuje Tabela 5:

**Tabela 5:** Opis parametrów technicznych LB-710R

Dane techniczne	Wartość	Jednostka
Zakres pomiaru wilgotności	od 0 do 70	[%]
Zakres pomiaru temperatury	od -40 do 85	[°C]
Niepewność pomiaru wilgotności	+/- 2	[%]
Niepewność pomiaru temperatury	+/- 0,1	[°C]

W pomiarach zastosowano jeden termohigrometr (Rys.35a), który został umieszczony na statywie na wysokości 0,8 m (Rys.35b) od podłogi w środku pomieszczenia. Urządzenie podłączone zostało do koncentratora LB-487.



a)



b)

Rys.35. Czujnik LB-710R: a) widok, b) lokalizacja

#### 5.3.1.4. Stacja meteorologiczna

Na potrzeby walidacji modelu numerycznego stworzono własną bazę meteorologiczną w skład, której wchodziły urządzenia do pomiaru: natężenia promieniowania słonecznego padającego na południową ścianę komina [S6], temperatury powietrza zewnętrznego [T6], prędkość [W6] i kierunek [D6] wiatru oraz ciśnienia [P6].

##### *Miernik kierunku i prędkości wiatru LB-747*

Miernik przeznaczony jest do pomiaru składowej poziomej prędkości i kierunku wiatru. Obroty wiatraczka przenoszą się na ruchy magnesu powodując zwieranie kontaktronu. Częstotliwość impulsów z kontaktronu mierzona jest przy pomocy liczników mikroprocesora. Kierunek wiatru przenosi się na położenie suwaka potencjometru, którego napięcie mierzone jest przetwornikiem analogowo-cyfrowym zintegrowanym z mikroprocesorem. Zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Podstawowe dane prezentuje Tabela 6:

**Tabela 6:** Opis parametrów technicznych LB-747

Dane techniczne	Wartość	Jednostka
Maksymalna prędkości	90	[m/s]
Minimalna prędkości	1	[m/s]
Dokładność pomiaru prędkości	0,3	[m/s]
Dokładność pomiaru czujnika kierunku	3	[°]

Do badań wykorzystano jedną sztukę wiatromierza typu LB-747 (Rys.36a), który zamocowano na statywie o długości 1,8 m na południowym balkonie (Rys.36b). Zielen nie zakłóciła pracy urządzenia, najbliższe drzewa znajdowały

się w odległości 6 m od wiatromierza, wysokość najwyższych drzew sięgała 5 m. Wiatromierz umiejscowiono na wysokości 4,9 m od poziomu terenu. Lokalizacja pozwoliła na pomiary lokalnych parametrów klimatu zewnętrznego, w rejonie nawiewnika okiennego. Urządzenie podłączone zostało do koncentratora LB-487, w który gromadzone były dane z pomiarów.



a)

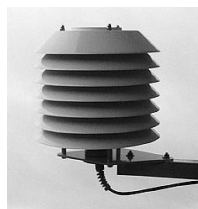


b)

Rys.36. Czujnik LB-747: a) widok, b) lokalizacja

#### *Termohigrometr LB-710R w klatce meteorologicznej LB-719*

Termohigrometr zewnętrzny LB-710R jest przeznaczony (po umieszczeniu w dodatkowej osłonie - klatce meteorologicznej LB-719) do pomiaru temperatury i wilgotności względnej powietrza na otwartej przestrzeni, np. W stacji meteorologicznej. Podstawowe dane zostały przedstawione w Tabeli 5. W pomiarach zastosowano jeden termo higrometr na zewnątrz (Rys.37a), który został umieszczony na południowym balkonie (Rys.37b) na wysokości 3,9 od poziomu terenu. Lokalizacja czujnika pozwoliła na pomiary lokalnych parametrów klimatu zewnętrznego w rejonie nawiewnika okiennego. Zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Urządzenie podłączone zostało do koncentratora LB-487.



a)



b)

Rys.37. Czujnik LB-710R wraz z klatką meteorologiczną LB-719: a) widok, b) lokalizacja

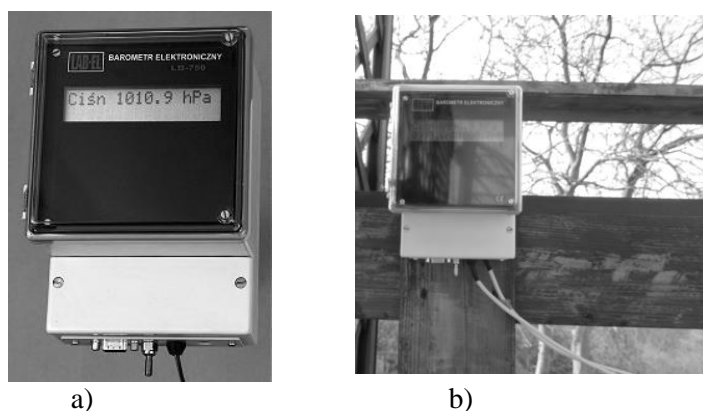
#### *Barometr laboratoryjny LB-750*

Barometr laboratoryjny LB-750 jest przeznaczony do bieżącego pomiaru ciśnienia atmosferycznego. Barometr działa w oparciu o trzy półprzewodnikowe czujniki ciśnienia. Zastosowanie trzech czujników pozwala w przypadku barometru w wersji LB-750B na kompensację indywidualnych rozrzutów parametrów czujników i wykrycia stanu awarii jednego z czujników, co czyni przyrząd wysoce niezawodnym. W wyposażeniu tego barometru elektronicznego znajduje się program umożliwiający odczyt poprzez komputer, aktualnych oraz zapamiętanych w funkcji czasu przez przyrząd wyników pomiarów ciśnienia atmosferycznego. Zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Podstawowe dane prezentuje Tabela 7:

**Tabela 7:** Opis parametrów technicznych LB-750

Dane techniczne	Wartość	Jednostka
Zakres pomiaru ciśnienia	od 700 do 1100	[hPa]
Niepewność pomiaru ciśnienia	+/- 0.4	[hPa]
Rozdzielczość pomiaru ciśnienia	0,1	[hPa]

W pomiarach zastosowano jeden barometr zewnętrzny (Rys.38a), który został umieszczony na południowym balkonie (Rys.38b) na wysokości 3,75 od poziomu terenu. Lokalizacja czujnika pozwoliła na pomiary lokalnych parametrów klimatu zewnętrznego w rejonie nawiewnika okiennego. Urządzenie podłączone zostało bezpośrednio do komputera w celu gromadzenia danych z pomiarów.



Rys.38. Czujnik LB-750: a) widok, b) lokalizacja

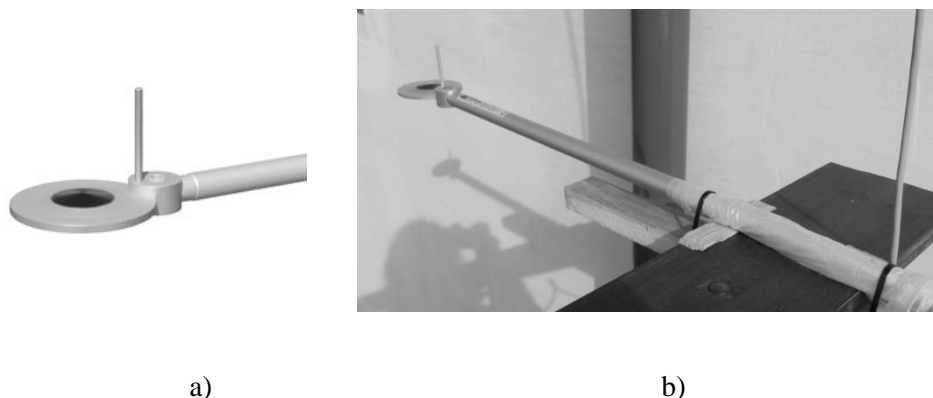
*Miernik natężenia promieniowania słonecznego NR LITE2 (Kipp & Zonen)*

Czujnik NR LITE2 jest przeznaczony do rutynowych pomiarów bilansu (różnicy) pomiędzy padającym i powracającym promieniowaniem słonecznym. Czujnik może pracować w dowolnych warunkach klimatycznych. Czujnik zbudowany jest z wysokiej klasy stosu termoelektrycznego umieszczonego w obudowie aluminiowej zamkniętej od góry i od dołu stożkowymi, samoczyszczącymi się okienkami, wykonanymi z teflonu pokrytego czarną, absorbującą powierzchnią. Powierzchnie absorbujące w czujniku NR LITE2 są specjalnie przygotowane dla uzyskania wysokiej stałości parametrów czujnika podczas pracy w różnych warunkach otoczenia. Dzięki specjalnej konstrukcji termostosu sygnał wyjściowy z czujnika NR LITE2 jest bezpośrednio proporcjonalny do różnicy pomiędzy promieniowaniem padającym i odbitym. Zastosowany w badaniu czujnik posiadał świadectwo wzorcowania. Podstawowe dane prezentuje Tabela 8:

**Tabela 8:** Opis parametrów technicznych NR LITE2 (Kipp & Zonen)

Dane techniczne	Wartość	Jednostka
Zakres pomiaru	od -2000 do 2000	[W/m <sup>2</sup> ]
Dokładność pomiaru	+/- 10...20	[%]
Niestabilność	+/- 2	[% /rok]

Na stanowisku badawczym prowadzony był pomiar natężenia promieniowania słonecznego całkowitego. Natężenie całkowite to natężenie docierające do powierzchni poziomej z górnej granicy atmosfery w zakresie długofalowym spektrum słonecznego, gdzie długość fali wynosi od 0,3 do 3  $\mu\text{m}$ . Jest to suma promieniowania bezpośredniego i rozproszonego [89] i wyrażona jest w jednostkach [W/m<sup>2</sup>]. Czujnik (Rys.39a) umiejscowiony był na południowej ścianie budynku na wysokości 3,9 m od poziomu terenu (Rys.39b). Czujnik w godzinach południowych nie był osłonięty.

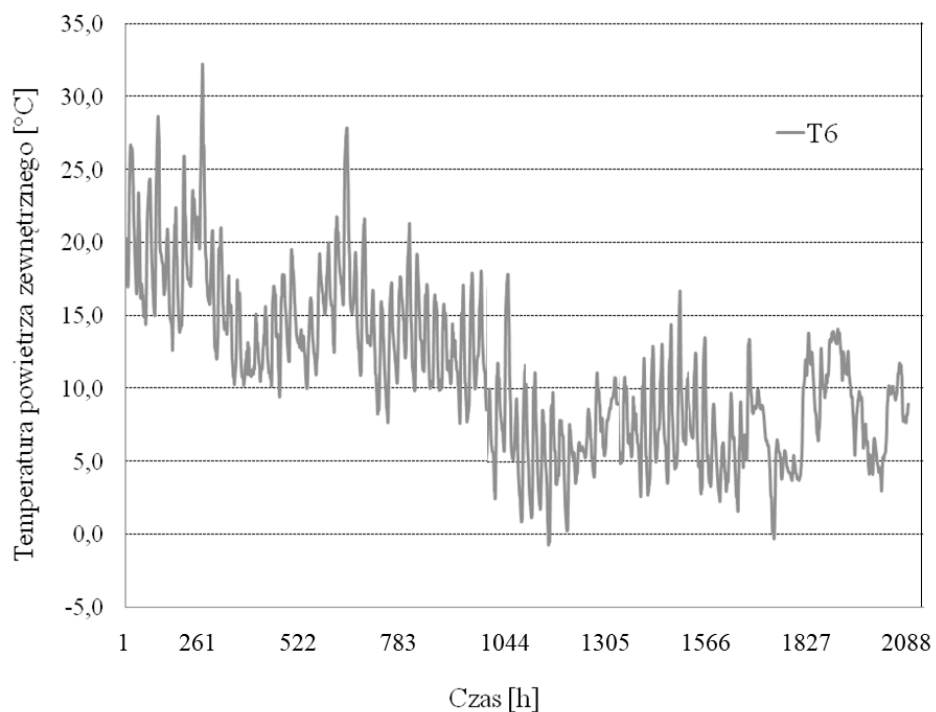


Rys.39. Czujnik NR LITE2 (Kipp & Zonen): a) widok, b) lokalizacja

### 5.3.2. Parametry klimatu zewnętrznego

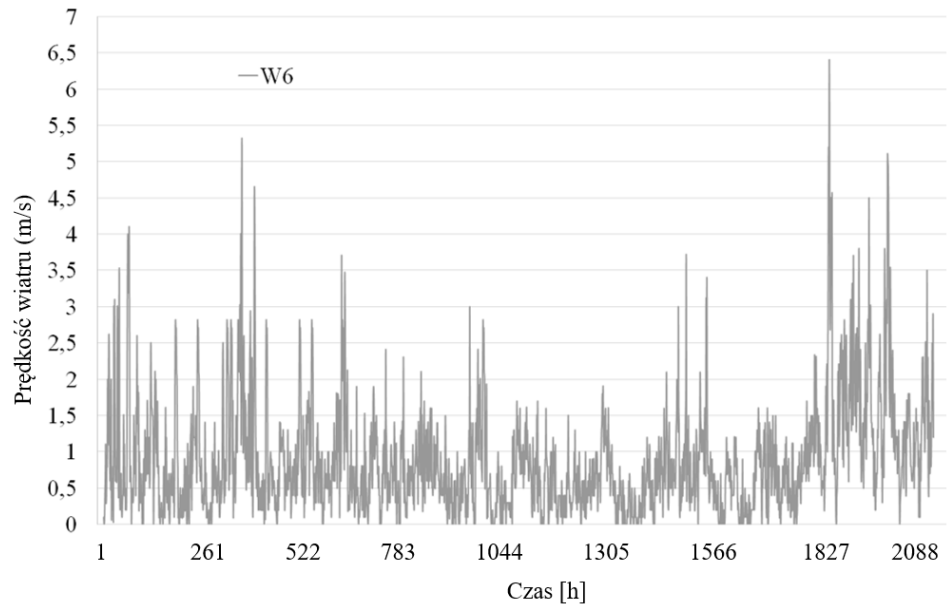
Podczas badań *in situ* wykonano pomiary klimatu zewnętrznego. Badania klimatu zewnętrznego wykorzystane były do wykonania walidacji modelu numerycznego oraz do sporządzenia symulacji numerycznych w oparciu o realistyczne dane klimatyczne. Badania prowadzone były w okresie od 24 sierpnia do 19 listopada. W celu bardziej czytelnego przedstawienia wyników pomiary prowadzone z częstotliwością 60 s przekonwertowano na średnią wartość wyrażoną w godzinach. W związku z powyższym wykresy przedstawiają wynik pomiarów od 1 do 2088 h. Pomiar temperatury powietrza zewnętrznego wykazał, że podczas badań maksymalna temperatura zewnętrzna osiągnęła wartość 32,8 °C, natomiast minimalna temperatura wynosiła -0,4 °C (Rys.40). Średnia wartość temperatury powietrza zewnętrznego w trakcie badań wyniosła 11,4 °C.



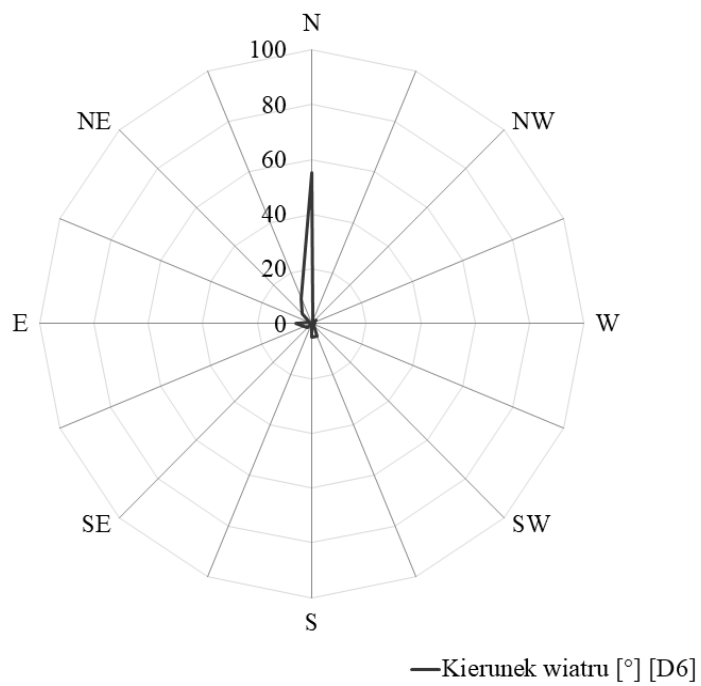


Rys.40. Godzinowy pomiar temperatury powietrza zewnętrznego

Pomiar prędkości wiatru w rejonie budynku testowego pokazał, że przeważały w czasie badań wiatry słabe, gdyż średnia prędkość wiatru nie przekroczyła 0,8 m/s. Przy czym maksymalna prędkość podczas pomiarów wyniosła 6,4 m/s a minimalna prędkość 0 m/s (Rys.41). W rejonie budynku testowego dominującym kierunkiem wiatru był kierunek północny N (58%). Szczegółowa róża wiatrów ze średnim procentowym udziałem kierunku wiatru dla wartości pomiarowej została przedstawiona na (Rys.42).

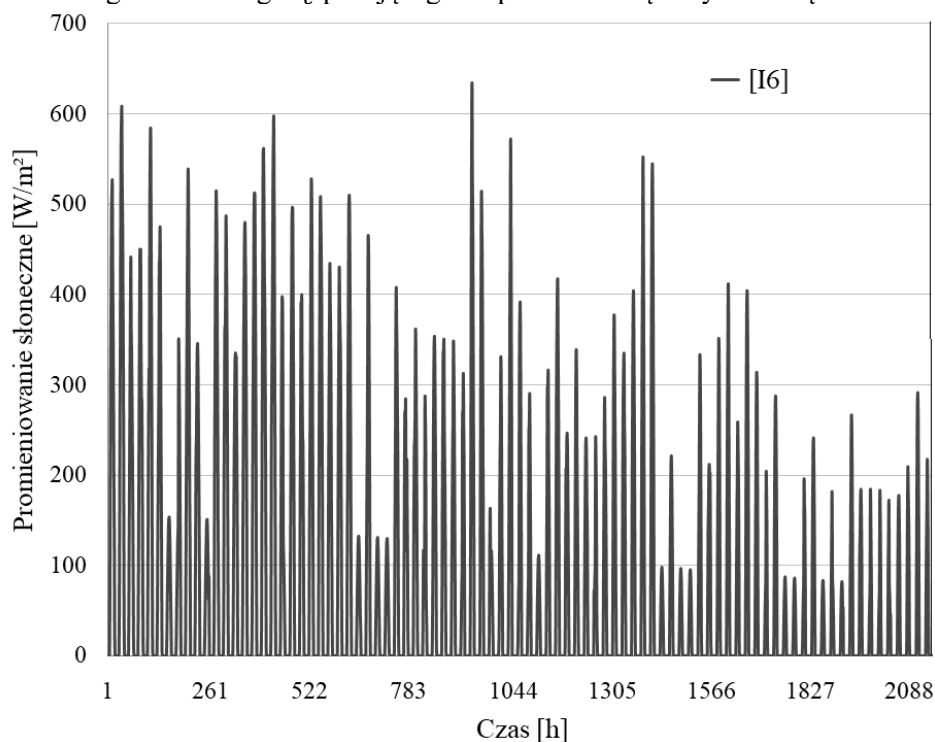


Rys.41. Godzinowy pomiar prędkości wiatru



Rys.42. Procentowy udział kierunku wiatru podczas pomiarów

Ponieważ badania prowadzone były od sierpnia do listopada w związku z tym w większości pomierzone natężenie promieniowania w ciągu dnia przekraczało wartość 100 [W/m<sup>2</sup>]. Pomierzone natężenie promieniowania słonecznego przedstawione na (Rys.5) dotyczy wartości natężenie promieniowania słonecznego całkowitego  $I_c$  padającego na powierzchnię horyzontalną.



Rys.43. Natężenie promieniowania słonecznego na płaszczyznę horyzontalną

### 5.3.3. Pomiar infiltracji powietrza wentylacyjnego

W budynkach istnieje niekontrolowany i niezamierzony przepływ powietrza wywołany wiatrem i różnicą gęstości. Zjawisko to nazywane jest infiltracją powietrza. Infiltracja występuje w szczelinach okiennych i mikropęknięciach w przegrodach budynku. Przepływ powietrza przez okna, otwory i szczeliny w obudowie budynku jest wynikiem powstawania w miejscu przepływu sumy spadku ciśnienia od wiatru i różnicy temperatur (szerzej opisane w rozdziale 2). W wyizolowanym układzie wentylacyjnym na podstawie badań doświadczalnych sprawdzono wartość niekontrolowanego przepływu powietrza spowodowanego infiltracją. Podczas badań doświadczalnych sprawdzono gęstość powietrza wentylacyjnego w analizowanym pomieszczeniu (Rys.44).



Rys.44. Pomiar gęstości powietrza wentylacyjnego w analizowanym pomieszczeniu

Średnia wartość gęstości powietrza wentylacyjnego w analizowanym pomieszczeniu wyniosła  $1,191 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ . Znając pomiar prędkości powietrza na wlocie do pomieszczenia i na wylocie z kanału wentylacyjnego jesteśmy w stanie wyznaczyć na podstawie bilansu masy wielkość powietrza infiltracyjnego:

$$\frac{d\rho_i V}{dt} = \rho_{inlet} (A_{eff\ inlet} U_{inlet}) + \rho_{outlet} (A_{eff\ outlet} U_{outlet}) + \rho_{leak} q_{leak} = 0 \quad (28)$$

gdzie:

$$\frac{d\rho_i}{dt}$$

- gęstość powietrza wentylacyjnego zmieniająca się w czasie (t),

$$\rho_{inlet}$$

- gęstość powietrza,

$$A_{eff\ inlet} U_{inlet}$$

- objętościowy przepływ powietrza wyznaczony na wlocie do pomieszczenia,

$$\rho_{outlet}$$

- gęstość powietrza,

$$A_{eff\ outlet} U_{outlet}$$

- objętościowy przepływ powietrza wyznaczony w miejscu wylotu z kanału wentylacyjnego,

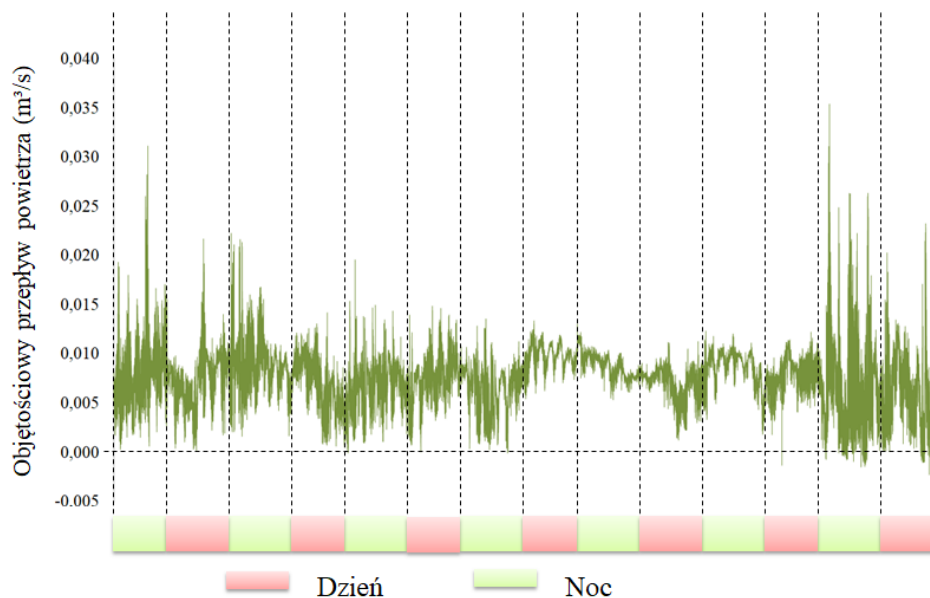
$$\rho_{leak}$$

- gęstość powietrza infiltracyjnego,

$$q_{leak}$$

- przepływ powietrza infiltracyjnego.

Wielkość objętościowa przepływu powietrza infiltracyjnego dla pomieszczenia testowego została przedstawiona na Rys.45.

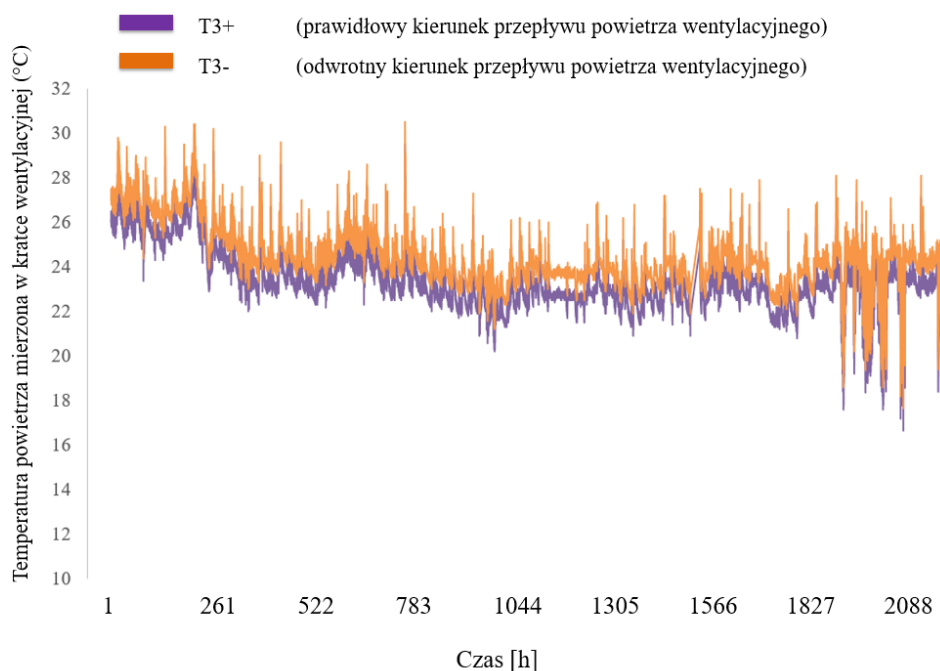


Rys.45. Przepływ powietrza infiltracyjnego

Z analizy wynika, że maksymalna wartość infiltracji wynosi  $0,035 \text{ (m}^3/\text{s)}$  co odpowiada maksymalnej krotności wymian powietrza ACH od infiltracji równej  $2,05 \text{ [1/h]}$ . Średnia wartość infiltracji wynosi  $0,008 \text{ (m}^3/\text{s)}$ . Natomiast średnia wartość ACH od infiltracji nie przekroczyła  $0,44 \text{ [1/h]}$ . Badania Shi i innych [113] wykazały, że wielkość infiltracji mocno zależy od wieku budynku. Autorzy w swoich badaniach przeanalizowali budynki wybudowane przed 1990 rokiem i doszli do wniosku, że wielkość ACH spowodowana infiltracją może wahać się w przedziale od  $0,06$  do  $0,82 \text{ [1/h]}$ . Budynek testowy, w którym prowadzone były badania, który wybudowany został przed rokiem 1990, a w 2012 przeszedł częściową modernizację (Rozdział 5.1) charakteryzuje się niską wartością ACH od infiltracji. Uzyskana tak niska wartość ACH od infiltracji związana jest z wyizolowaniem układu wentylacyjnego w postaci pomieszczenie + kanał z całego budynku. Niska wartość ACH świadczy również o dobrej izolacji tego układu. Ponieważ w tym przypadku wartość ACH od infiltracji nie będzie mieć dużego wpływu na ACH od wentylacji w związku z tym w dalszej części pracy pomija się tą wartość.

### 5.3.4. Pomiar kierunku przepływu powietrza wentylacyjnego

Podczas badań eksperymentalnych prowadzono pomiar kierunku przepływu powietrza wentylacyjnego w wyizolowanym układzie. Badanie polegało na umieszczeniu dwóch termoanemometrów w kratce wentylacyjnej. Jeden z czujników w czasie pomiarów był osłonięty od strony kratki wentylacyjnej w celu możliwości sprawdzenia, czy podczas pomiarów występuje odwrócenie ciągu wentylacyjnego. Na Rys 46, który przedstawia przebieg zmienności temperatury powietrza wewnątrz pomieszczenia, widać, temperatura mierzona przy kratce wentylacyjnej dwoma czujnikami była bardzo zbliżona. Zaobserwowano różnicę rzędu 1 °C co świadczy o braku występowania odwróconego ciągu powietrza wentylacyjnego w układzie.



Rys.46. Przebieg zmienności temperatury powietrza wewnątrz pomieszczenia

## 5.4. POMIAR DOŚWIADCZALN WYDAJNOŚCI WENTYLACJI GRAWITACYJNEJ (ACH)

Prowadzone badania doświadczone miały na celu określenie wydajności wentylacji grawitacyjnej (ACH) w warunkach przejściowych, czyli w warunkach w których temperatura powietrza zewnętrznego jest zbyt wysoka, żeby konwekcją naturalną wywołać ruch powietrza w układzie oraz w przypadku, gdy prędkość wiatru jest zbyt słaba, żeby konwekcją wymuszoną wywołać ruch powietrza w układzie wentylacyjnym.

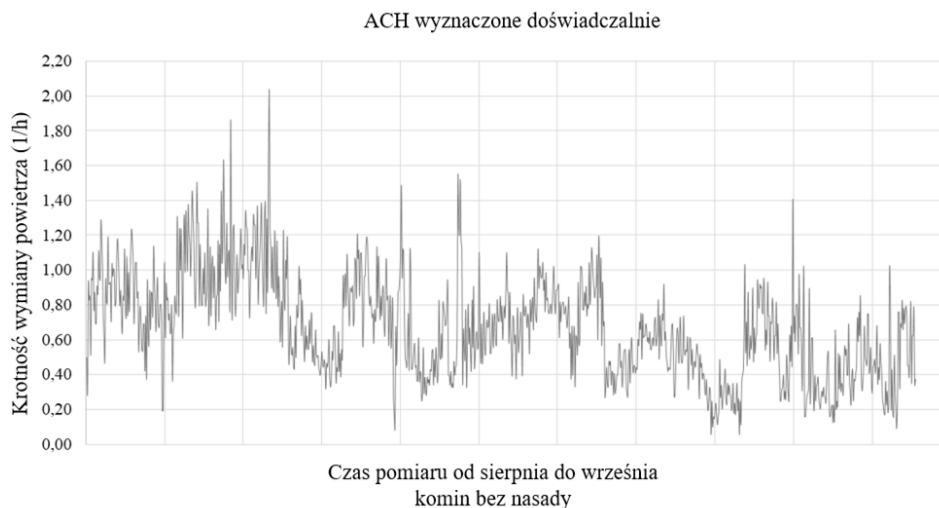
### 5.4.1. ACH pomierzone dla TYPU I – komin tradycyjny

Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczone oszacowano wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla TYPU I dla dwóch różnych warunków klimatu zewnętrznego. Wydajność ACH mierzono dla przedziału czasu, w którym dominującym mechanizmem wymiany powietrza w układzie wentylacyjnym był wiatr – w pierwszym podejściu i natężenie promieni słonecznych – w drugim podejściu. Pomierzona wydajność ACH pozwoliła na porównanie wyników z typem II i typem III.

Pomiar ACH w przypadku, gdy dominującym mechanizmem był wiatr. Dla potrzeb analizy przyjęto następujące założenia:

1. Zgodnie z [100] wentylacja naturalna może przestać działać prawidłowo, jeżeli temperatura powietrza zewnętrznego przekracza  $12^{\circ}\text{C}$ .
2. Na podstawie wcześniejszych badań własnych [6] zauważono, że gdy prędkość wiatru utrzymuje się w granicach 0-3 m/s, czyli, gdy mówimy o tzw. *ciszy wiatrowej* lub o tzw. *słabym wietrze*, nie przyczynia się to do ruchu powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniach. Analizę wydajności wentylacji grawitacyjnej rozszerzono o zakres prędkości wiatru od 2 do 5 m/s.
3. Natężenie promieniowania słonecznego nie przekraczało wartości  $50 \text{ W/m}^2$ .

Ocenę działania systemu wentylacji naturalnej dokonano w oparciu o ciągle pomiary opisane w rozdziale 5. Pomiary dla układu tradycyjnego prowadzone były od sierpnia do września. Czujnik rejestrujący przepływ powietrza w kanale umieszczone był na wylocie z kanału w miejscu oznaczonym nr 5 na (Rys.31). Do wyznaczenia ACH przyjęto prędkość powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału mierzonego w punkcie nr 5. Średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału  $V_5$  wynosiła 0,59 m/s. Maksymalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V = 1,79 \text{ m/s}$  i odpowiadała maksymalnej wartości  $\text{ACH} = 2,03 \text{ 1/h}$ . Natomiast minimalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V = 0,05 \text{ m/s}$  i odpowiadała minimalnej wartości  $\text{ACH} = 0,09 \text{ 1/h}$  (Rys.47). Średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej dla komin tradycyjnego wynosi 0,67 1/h.



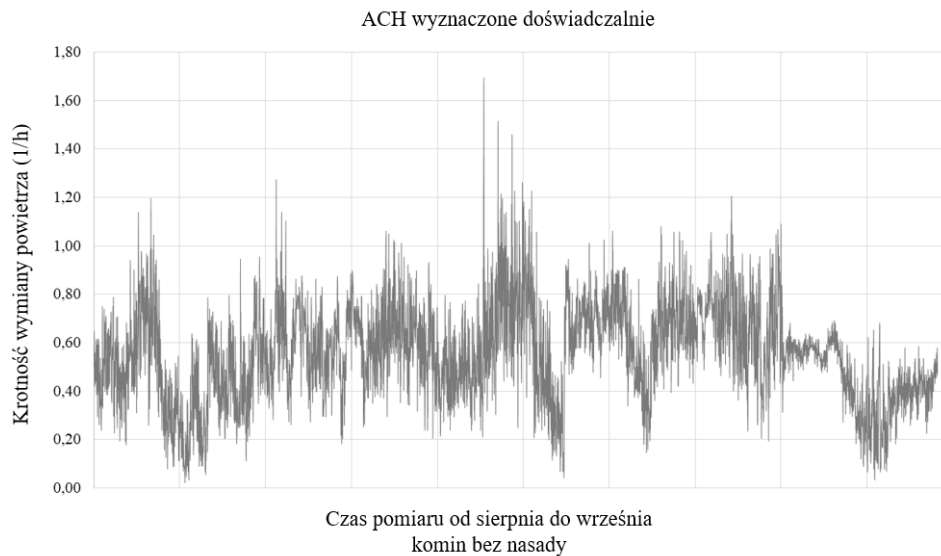
Rys.47. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komin bez nasady. Pomiar ACH w przypadku, gdy dominującym mechanizmem wymuszającym ruch powietrza wentylacyjnego był wiatr

Pomiar ACH w przypadku, gdy dominującym mechanizmem wymiany powietrza w układzie wentylacyjnym było natężenie promieniowania słonecznego. Dla potrzeb analizy przyjęto następujące założenia:

1. Temperatura powietrza zewnętrznego powyżej 12°C.
2. Do analizy przyjęto zakres prędkości wiatru od 0 do 2 m/s.
3. Natężenie promieniowania słonecznego powyżej wartości 100 W/m<sup>2</sup>.

Ocenę działania systemu wentylacji naturalnej dokonano w oparciu o ciągłe pomiary opisane w rozdziale 5. Pomiary dla układu tradycyjnego prowadzone były od sierpnia do września. Czujnik rejestrujący przepływ powietrza w kanale umieszczony był na wylocie z kanału w miejscu oznaczonym nr 5 na (Rys.31). Do wyznaczenia ACH przyjęto prędkość powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału mierzonego w punkcie nr 5. Średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału  $V_5$  wynosiła 0,48 m/s. Maksymalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V = 1,47$  m/s i odpowiadała maksymalnej wartości ACH = 1,67 1/h. Natomiast minimalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V = 0,02$  m/s i odpowiadała minimalnej wartości ACH = 0,02 1/h (Rys.48). Średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej dla komin tradycyjnego wynosi 0,61 1/h.





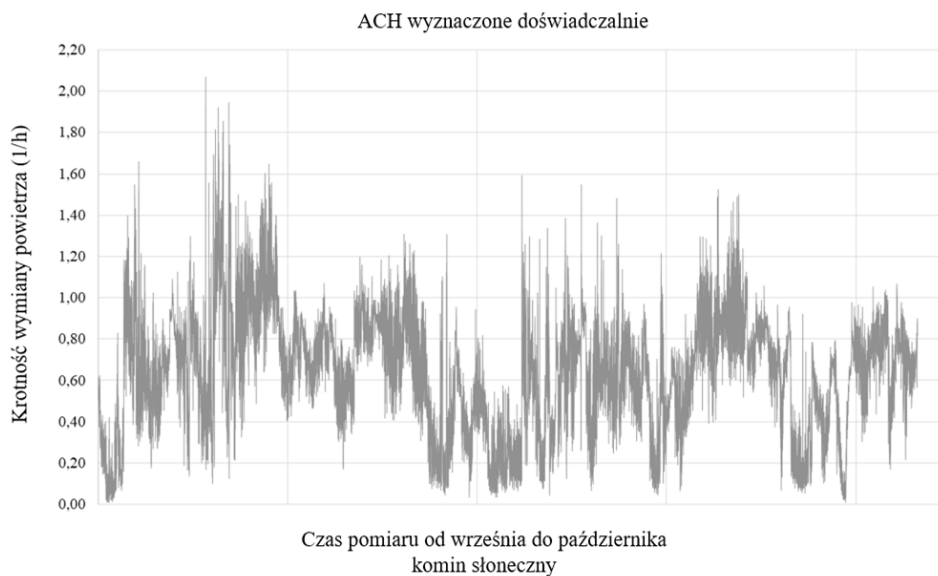
Rys.48. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komin bez nasady. Pomiar ACH w przypadku, gdy dominującym mechanizmem było wymuszającym ruch powietrza wentylacyjnego natężenie promieniowania słonecznego

#### 5.4.2. ACH pomierzone dla TYPU II – komin słoneczny

Dla potrzeb analizy przyjęto następujące założenia:

1. Temperatura powietrza zewnętrznego powyżej 12°C.
2. Do analizy przyjęto zakres prędkości wiatru od 0 do 2 m/s.
3. Natężenie promieniowania słonecznego powyżej wartości 100 W/m<sup>2</sup>.

Ocenę działania systemu wentylacji naturalnej dokonano w oparciu o ciągłe pomiary opisane w rozdziale 5. Pomiary dla układu tradycyjnego prowadzone były od sierpnia do września. Czujnik rejestrujący przepływ powietrza w kanale umieszczony był na wylocie z kanału w miejscu oznaczonym nr 5 na (Rys.31). Do wyznaczenia ACH przyjęto prędkość powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału mierzonego w punkcie nr 5. Średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału  $V_5$  wynosiła 0,56 m/s. Maksymalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V = 1,79$  m/s i odpowiadała maksymalnej wartości ACH = 2,03 1/h. Natomiast minimalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V = 0,01$  m/s i odpowiadała minimalnej wartości ACH = 0,01 1/h (Rys.49). Średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej dla komin słoneczny wynosi 0,71 1/h.



Rys.49. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komin słoneczny

### 5.4.3. ACH pomierzone dla TYPU III – komin tradycyjny z nasadą

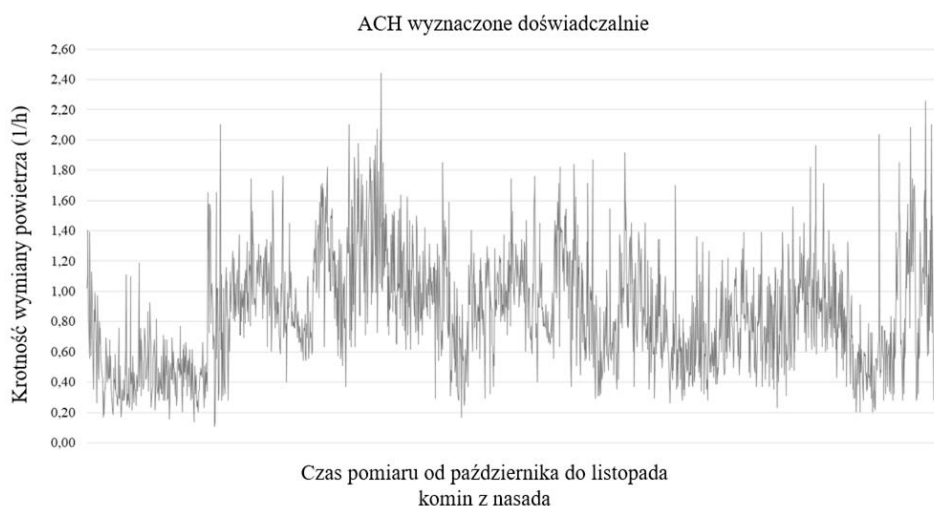
Wentylacja grawitacyjna funkcjonuje najlepiej, gdy temperatura na zewnątrz jest zdecydowanie niższa niż w budynku [15], jeśli jest zbliżona do tej we wnętrzu, siła ciągu w kanałach wentylacyjnych staje się zbyt mała, aby skutecznie usuwać powietrze z pomieszczeń. Najgorszy pod względem wydajności wentylacji naturalnej jest okres przejściowy wiosenno-jesienny [6]. W celu poprawy sprawności technicznej rozumianej jako wydajność, wentylacji naturalnej stosuje się między innymi nasady kominowe. Mają one za zadanie poprawić efekt kominowy.

Z badań [7] wynika, że w okresie temperatur ujemnych wydajność wentylacji grawitacyjnej jest na zadawalającym poziomie. Natomiast na podstawie badań [6] wiadomo, że podczas występowania wiatru wentylacja grawitacyjna, a dokładnie krotność wymian powietrza jest nawet trzykrotnie wyższa niż w przypadku pogody bezwietrznej.

Dla potrzeb dalszej analizy przyjęto następujące założenia:

1. Temperatura powietrza zewnętrznego  $\geq 12^{\circ}\text{C}$ .
2. Prędkości wiatru od 2 do 5 m/s.
3. Natężenie promieniowania słonecznego  $i \leq 50 \text{ W/m}^2$ .

W celu poprawy wentylacji grawitacyjnej w budynku zamontowano nasadę kominową typu obrotowego (Rys.25). Ocenę działania systemu wentylacji naturalnej dokonano w oparciu o ciągłe pomiary opisane w rozdziale 5. Pomiary dla układu z nasadą kominową prowadzone były od października do listopada. Czujnik rejestrujący przepływ powietrza w kanale umieszczone był na wylocie z kanału w trzpieniu nasady w miejscu oznaczonym nr 5 na (Rys.31). Do wyznaczenia ACH przyjęto prędkość powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału mierzonego w punkcie nr 5. Średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału  $V_5$  wynosiła 0,75 m/s. Maksymalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V=2,15$  m/s i odpowiadała maksymalnej wartości ACH = 2,44 1/h. Natomiast minimalna wartość prędkości powietrza wynosiła  $V=0,1$  m/s i odpowiadała minimalnej wartości ACH = 0,11 1/h (Rys.50). Średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej dla komina z nasadą wynosi 0,85 1/h.

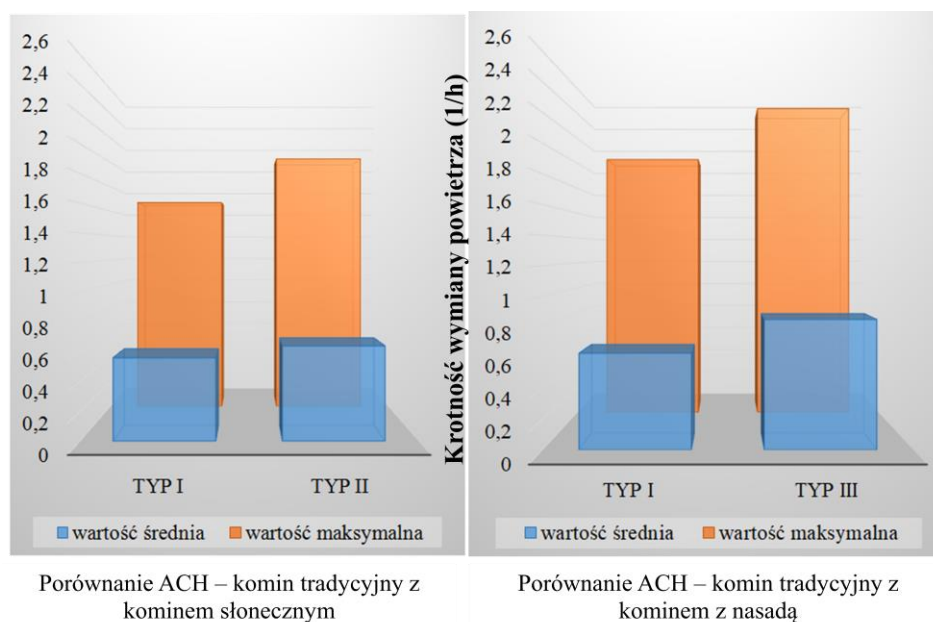


Rys.50. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komina z nasadą

#### 5.4.4. Podsumowanie wyników doświadczalnych ACH

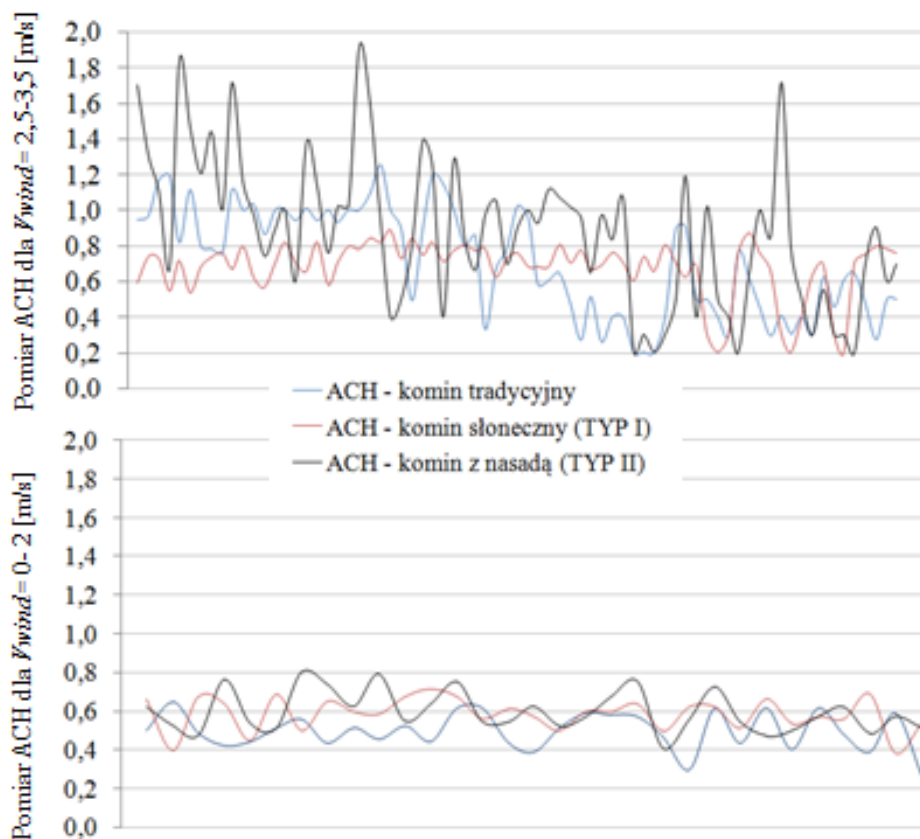
Z przeprowadzonych badań wynika, że nasada kominowa typu obrotowego zwiększa wydajność wentylacji grawitacyjnej dla temperatury zewnętrznej powyżej 12°C i prędkości wiatru 2-5 m/s w porównaniu z kominem bez nasady średnio o ok 35%. Na podstawie przeprowadzonych badań zauważono, że dla wartości maksymalnych nasada kominowa poprawia ciąg w kanale wentylacyjnym o 0,40 1/h (Rys.51a). Natomiast w przypadku komina słonecznego dla temperatury zewnętrznej powyżej 12°C, prędkości wiatru 0-

2m/s i natężenia promieniowania słonecznego powyżej wartości 100 W/m<sup>2</sup> zauważamy poprawę wydajności wentylacji średni o 14% niż w przypadku kominu tradycyjnego (dla tych samych warunków klimatu zewnętrznego). Dla wartości maksymalnych komin słoneczny poprawia ciąg w kanale wentylacyjnym o 0,36 1/h (Rys.51a).



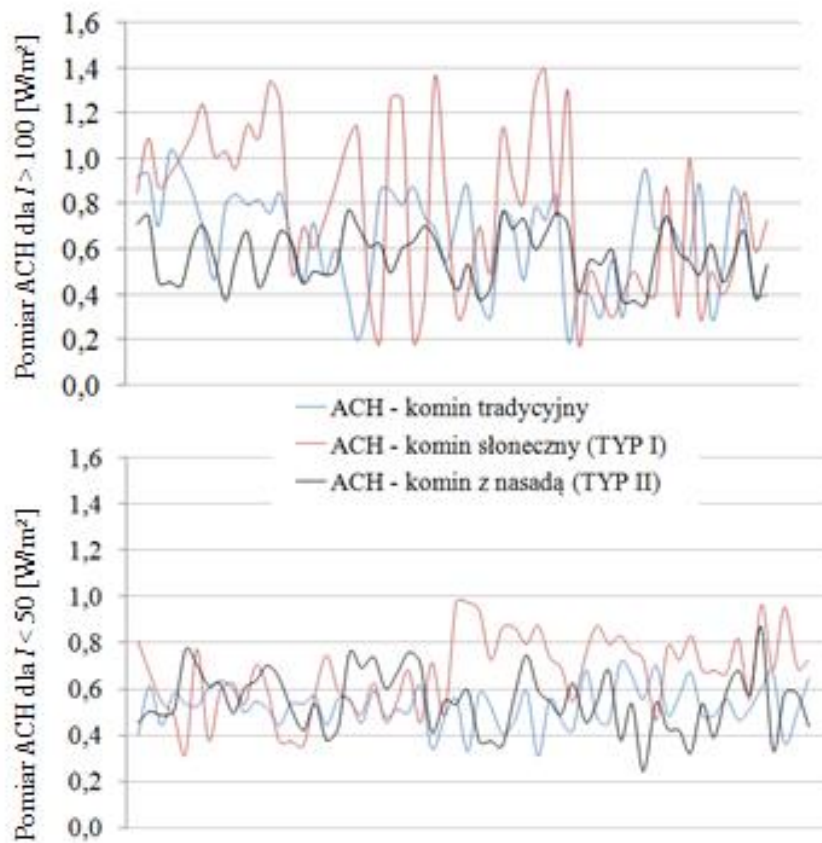
a)

Dodatkowo porównano wyniki ACH dla okresów wietrznych i bezwietrznych. Do porównania wyników ACH przyjęto zakres, w którym temperatura powietrza zewnętrznego przekraczała 12°C a natężenie promieniowania słonecznego  $i \leq 50 \text{ W/m}^2$ . Na podstawie wyników przedstawionych na Rys.51b widać wyraźny wpływ nasady kominowej na krotność wymiany powietrza w pomieszczeniu. W przypadku okresu bezwietrznego wszystkie trzy typy kominu uzyskują przybliżoną wartość ACH (Rys.51b).



b)

Porównano również wyniki ACH dla okresów słonecznych i pochmurnych. Do porównania wyników ACH przyjęto zakres, w którym temperatura powietrza zewnętrznego przekraczała  $12^{\circ}\text{C}$  a prędkość wiatru wynosiła  $0 \text{ m/s}$ . Na podstawie wyników przedstawionych na Rys.51c widać przeważający wpływ komina słonecznego na krotność wymiany powietrza w pomieszczeniu. W przypadku okresu pochmurnego wartość ACH dla komina słonecznego obniża się o ok.  $0,4 \text{ 1/h}$  przybliżając się do krotności wymiany powietrza uzyskanych przez dwa pozostałe kominy (TYP I i TYP III) (Rys.51c).



c)

Rys.51. Podsumowanie wyników ACH a) wartość średnia i wartość maksymalna dla trzech typów kominów, b) wartości w okresie wietrznym, c) wartości w okresie słonecznym.

Podsumowując można stwierdzić, że zakres badań był wystarczający, żeby zauważyć wpływ różnych typów kominów na ACH. Ze względu na popularność rozwiązań i uzyskany efekt stwierdzono, że nasada kominowa jest optymalnym rozwiązaniem poprawy wentylacji grawitacyjnej w tego typu budynkach.

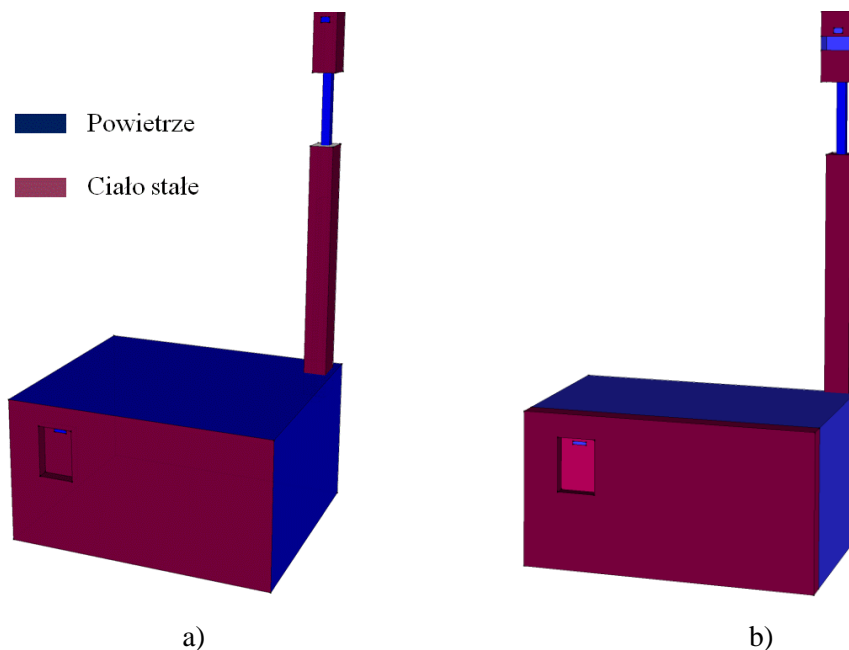
## **6. BADANIA NUMERYCZNE PRZEPŁYWU POWIETRZA WENTYLACYJNEGO**

Numeryczna mechanika płynów (nazwa angielska CFD) w postaci komercyjnych programów obliczeniowych daje szerokie możliwości m.in. oceny stanu wentylacji w budynku umożliwiając tym samym badanie wpływu wielorakich czynników. Uwzględnienie takich wartości jak zmienne warunki klimatyczne, występowanie wewnętrznych źródeł ciepła, doboru otworów wentylacyjnych oraz wpływ ich usytuowania na stan wentylacji jest możliwe już na etapie projektowania budynku [57], [41], [78], [114]. Wykorzystanie metod numerycznych na etapie projektowym zmniejsza koszt niezbędnych badań, a to wiąże się z kosztem całej inwestycji. Niestety narzędzia te są bardzo wymagające, zarówno pod względem wiedzy procesowej jak i numerycznej, a podstawowym warunkiem ich konkurencyjności w stosunku do innych metod jest uzyskanie pewności, że rozwiązanie numeryczne z należytą dokładnością odzwierciedla rzeczywiste zjawisko. W tym przypadku konieczne jest przeprowadzenie oceny zbieżności rozwiązania numerycznego. Następnie określenie ilościowe jego niepewności oraz pożądana jest walidacja doświadczalna [107], [116], [66]. W pracy został opracowany sposób modelowania numerycznego parametrów wentylacji grawitacyjnej z wykorzystaniem komercyjnego programu ANSYS-CFX. Analizę numeryczną wykonano dla dwóch przypadków: komin tradycyjny (Etap I) i komin słoneczny (Etap II). Ze względu na złożoność zagadnienia w pracy skupiono się na wykonaniu analizy numerycznej tylko komina słonecznego.

### **6.1. MODEL MATEMATYCZNY**

Model systemu wentylacji naturalnej, grawitacyjnej, podzielony został na dwie domeny: powietrze i ciało stałe (Rys.52). W opracowanym modelu CFD powietrze traktowane jest jako płyn ściśliwy, lepki, niutonowski. W modelu przyjęto, że powietrze zachowuje się jak gaz doskonały.

Pierwsza część opisu matematycznego (Rozdział 6.1.1) przedstawia wymianę ciepła zachodzącą w ciałach stałych, kolejna część opisu matematycznego (Rozdział 6.1.2) składa się z trzech podstawowych zasad opisujących przepływ powietrza: z zasady zachowania pędu (równanie Navier-Stokes), zasady zachowania masy i energii. Następnie w (Rozdziale 6.1.3) opisane są termofizyczne właściwości modelu wraz z pozostałymi równaniami przepływu powietrza w celu rozwiązania trzech podstawowych równań. Ostatnia część (Rozdział 6.1.4) opisuje równania RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes) oraz tzw. model turbulencji niezbędny w rozwiązywaniu równań RANS zaimplementowanych w modelu numerycznym.



Rys.52. Podział systemu wentylacyjnego na domeny ze względu na mechanizmy odpowiadające za wymianę ciepła w analizie CFD: a) model numeryczny TYP I, b) model numeryczny TYP II

### 6.1.1. Wymiana ciepła w ciele stałym

Zazwyczaj przenikanie ciepła w ciałach stałych opisane jest za pomocą równania przewodnictwa cieplnego. Równanie przewodnictwa cieplnego może być zależne od czasu, wówczas wymiana ciepła jest nieustalona lub wymiana ciepła może być ustalona, czyli przewodzenie ciepła nie zmienia się w czasie. Najbardziej popularną metodą rozwiązywania wymiany ciepła w ciałach stałych jest sposób przedstawiony poniżej.

Wymiana ciepła powstaje na skutek różnicy temperatury. W celu poznania zjawisk wymiany ciepła należy rozpocząć od poznania pola temperatury. *Polem temperatury* jest zbiór wartości temperatury we wszystkich punktach rozpatrywanego ciała. Wartości te są określone przez zależność temperatury od współrzędnych przestrzeni oraz od czasu  $t$ . W analizowanym modelu wymiana ciepła na drodze przewodzenia nie zależy od czasu, w związku z tym równania zaprezentowane poniżej nie przedstawiają zależności od czasu  $t$ .

Model fizyczny przewodzenia ciepła w ciałach stałych jest określony przez *prawo Fouriera*, które wiąże gęstość przewodzonego strumienia ciepła z gradientem temperatury w sposób następujący:

$$q = -\lambda \nabla T \quad (29)$$



gdzie:

$q$  - jest gęstością strumienia ciepła (wyrażoną w  $\frac{W}{m^2}$ ),  
 $\lambda$  - oznacza współczynnik przewodzenia ciepła (przewodność cieplna wyrażona w  $\frac{W}{m \cdot K}$ ). Znak minus wynika z faktu, że ciepło płynie zgodnie ze spadkiem temperatury.

Punktem wyjścia do określenia pola temperatury w ciele stałym jest równanie różniczkowe przewodnictwa cieplnego, które otrzymuje się na podstawie równania bilansu energii dla elementarnej objętości substancji [115]. Zewnętrzna ściana komina bazuje na jednowymiarowym równaniu przewodnictwa cieplnego:

$$\frac{\partial T(x)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x^2} \quad (30)$$

gdzie:

$T$  - oznacza temperaturę [ $^{\circ}C$ ],  
 $x$  - jest wymiarem liniowym [m],  
 $\alpha$  - oznacza dyfuzyjność termiczną (współczynnik wyrównania temperatur) [ $m^2/s$ ]:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (31)$$

gdzie:

$\lambda$  - współczynnik przewodzenia ciepła [ $W/mK$ ],  
 $\rho$  - gęstość [ $kg/m^3$ ],  
 $c_p$  - ciepło właściwe [ $J/(kgK)$ ].

### 6.1.2. Model przepływu powietrza

Przepływ powietrza w modelu numerycznym jest opisany równaniem Navier-Stokes łącznie z równaniami zachowania masy i energii. Równanie Navier-Stokes opisuje ruch płynu i pochodzi z II zasady dynamiki Newtona. Według II zasady dynamiki Newtona prędkość zmiany pędu płynu równa się wypadkowej sił zewnętrznych działających na ten płyn [106]. W mechanice płynów uważa się, że dwa rodzaje sił wpływają na ruch cząstek płynu: siły masowe i siły powierzchniowe. Siły masowe zwane też objętościowymi są to siły wywierane bezpośrednio na płyn zawarty w rozważanym obszarze płynnym niezwiązane z powierzchnią ograniczającą ten obszar. Do sił masowych zalicza się np. siłę grawitacyjną występującą, gdy płyn porusza się w polu grawitacyjnym, siłę magnetoelektryczną występującą m.in. Wówczas, gdy płyn będący przewodnikiem elektryczności (płynny metal, gaz zjonizowany) porusza się w polu elektrycznym lub siłę bezwładności występującą przy ruchu zmiennym [121]. Natomiast siły powierzchniowe składają się z sił wywieranych

ciśnieniem i z siły lepkości [121]. W związku z powyższym równanie przedstawiające zasadę zachowania pędu dla płynu jest następujące [121]:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial(-p+\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx}, \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p+\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My}, \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p+\tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz},\end{aligned}\quad (32)$$

gdzie  $\rho$  oznacza gęstość,  $p$  oznacza ciśnienie,  $\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$  są to naprężenia styczne,  $S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz}$  są to siły masowe (w tym przypadku siła grawitacyjna),  $u, v$  oraz  $w$ , a także  $x, y, z$  są składnikami wektora prędkości  $\mathbf{u}$ :

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u(x, y, z, t) \\ v(x, y, z, t) \\ w(x, y, z, t) \end{bmatrix}\quad (33)$$

Naprężenia styczne tworzą tensor naprężeń  $\tau^V$ :

$$\tau^V = \begin{bmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{bmatrix}\quad (34)$$

Wszystkie powyższe zmienne są funkcją czasu i przestrzeni. Natomiast w celu określenia tempa zmiany dowolnej własności związanej z elementarną objętością płynu stosuje się operator różniczkowy zwany *pochođną substancjalną*  $\frac{D}{Dt}$ . Pochodna substancjalna funkcji  $f$  może być określona:

$$\frac{Df}{Dt} = \frac{\partial f}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla f\quad (35)$$

gdzie  $\nabla$  jest *operatorem nabra* definiującym w tym przypadku operator różniczkowy, jakim jest gradient:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial}{\partial z} \mathbf{k}\quad (36)$$

gdzie  $\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$  oznacza wektor jednostkowy odpowiednio w kierunku  $x, y, z$ .

W modelu rozpatrywany jest przepływ płynu lepkiego, w którym naprężenia styczne są proporcjonalne do prędkości odkształcenia zgodnie z hipotezą Newtona [121]:

$$\begin{aligned}\tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \mu' \nabla \cdot \mathbf{u}, \\ \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \mu' \nabla \cdot \mathbf{u}, \\ \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \mu' \nabla \cdot \mathbf{u}\end{aligned}\quad (37)$$

W trójwymiarowym stanie naprężenia w przypadku płynów niutonowskich, zależności określające związki naprężenia stycznego z polem prędkości są następujące:

$$\begin{aligned}\tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right), \\ \tau_{zx} &= \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)\end{aligned}\quad (38)$$

gdzie  $\mu$  jest dynamicznym współczynnikiem lepkości. Jest to miara lepkości płynu w przepływie, podczas którego występuje pewien gradient prędkości. Natomiast  $\mu'$  określa drugi współczynnik lepkości (tzw. lepkość druga lub objętościowa) oraz  $\nabla \cdot$  jest operatorem określającym dywergencję:

$$\nabla \cdot = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}\quad (39)$$

W omawianym modelu lepkość objętościowa dla gazu idealnego wyrażona jest następującym wzorem [115]:

$$\mu' = -\frac{2}{3}\mu\quad (40)$$

Natomiast w przypadku sił masowych w zaprezentowanym modelu uwzględniono jedynie siłę grawitacyjną działającą w kierunku z:

$$\begin{aligned}S_{Mx} &= 0, \\ S_{My} &= 0, \\ S_{Mz} &= -\rho g\end{aligned}\quad (41)$$

Biorąc pod uwagę wszystkie wyżej wymienione założenia, równanie zachowania pędu może zostać przekształcone w sposób następujący:

$$\begin{aligned}\rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[ 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[ 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \mu \left[ 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{u} \right] \right\} - \rho g\end{aligned}\quad (42)$$

Przepływ powietrza podlega również zasadom zachowania masy [115]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0\quad (43)$$

A także zasadzie zachowania energii [121]:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho i \mathbf{u}) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (44)$$

gdzie  $i$  jest wewnętrznym źródłem ciepła,  $T$  oznacza temperaturę a  $\Phi$  oznacza dyssypację lepkości, jest to wynik przekształcenia energii kinetycznej w energię wewnętrzną, która na ogół jest równa:

$$\Phi = \left\{ \mu \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \quad (45)$$

Równanie energii (44) uzyskano z zasady termodynamiki. Lewa część równania oznacza tempo wzrostu energii natomiast prawa strona równania oznacza sumę ciepła (uzyskanego wskutek doprowadzenia z zewnątrz do obszaru energii cieplnej) oraz pracy. W przypadku gazów  $\Phi = 0$ , ponieważ ma niewielki wpływ.

W obecnym modelu zasada zachowania energii jest zapewniona dzięki wprowadzeniu entalpii gazu ( $h$ ) co jest równoważne równaniu (44). Bazując na relacji  $h = i - p \rho^{-1}$  [121], która obowiązuje w przypadku gazu idealnego, równanie entalpii sformułowane jest w następujący sposób:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\Phi h) - \nabla \cdot \alpha \nabla h = \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\partial p K}{\partial t} - \nabla \cdot (\Phi K) \quad (46)$$

gdzie  $\Phi$  oznacza strumień masowy,  $\alpha$  jest współczynnikiem dyfuzji oraz  $K$  oznacza energię kinetyczną cieczy, którą wyznacza się z:

$$K = \frac{1}{2} (u^2 + w^2 + v^2) \quad (47)$$

Ponieważ powietrze zakładamy, że zachowuje się jak gaz doskonały przyjmujemy następującą równanie stanu (Clapeyrona) dotyczącą energii wewnętrznej:

$$\begin{aligned} p &= \rho R T, \\ i &= c_v T, \quad c_v = \text{const} \end{aligned} \quad (48)$$

gdzie:

- $c_v$  - oznacza ciepło właściwe w stałej objętości,
- $T$  - temperatura gazu,
- $R$  - stała gazowa.

### 6.1.3. Właściwości termofizyczne powietrza

Założyliśmy, że powietrze zachowuje się jak gaz doskonały, w związku z tym zakłada się stałą wartość gęstości  $\rho_{ref} = 1.191 \text{ kg/m}^3$ . Powietrze, czyli gaz charakteryzuje się ściśliwością, która oznacza zmianę np. ciśnienie podczas zmiany objętości obszaru, w którym zamknięta jest rozpatrywana ilość

powietrza. Ścisłość gazów powoduje, że inną ilość ciepła należy dostarczyć ogrzewając o 1 °C przy niezmiennym ciśnieniu, a inną przy niezmienniej objętości. W związku z powyższym wprowadzono dwa terminy określające ciepło właściwe:  $c_v$  oznacza ciepło właściwe w stałej objętości (przemiana izochoryczna),  $c_p$  oznacza ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu (przemiana izobaryczna).

W modelu przyjęto ciepło właściwe  $c_p = 1005 \text{ J}/(\text{kg K})$ . Liczbę moli gazu, będącą miarą liczby jego cząsteczek  $n = \frac{v}{V} = 29.97 \text{ g/mol}$ . Od momentu przyjęcia w modelu prawa dla gazu idealnego, wartość ciepła właściwego przy stałej objętości jest obliczona, jako:  $c_v = c_p - nR$ , w którym  $R$  oznacza stałą gazową  $R = 8.3144598(48) \text{ J/molK}$ . Właściwości transportowe również zostały wzięte pod uwagę, jako wartości stałe: lepkość dynamiczna  $\mu = 1.8208 \cdot 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m s})$  oraz liczba Prandtla  $Pr = 0.7$ . Liczba Prandtla jest wartością bezwymiarową i określa stosunek lepkości płynu do jego przewodnictwa cieplnego. Definiuje ją równanie:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{v}{\alpha} \quad (49)$$

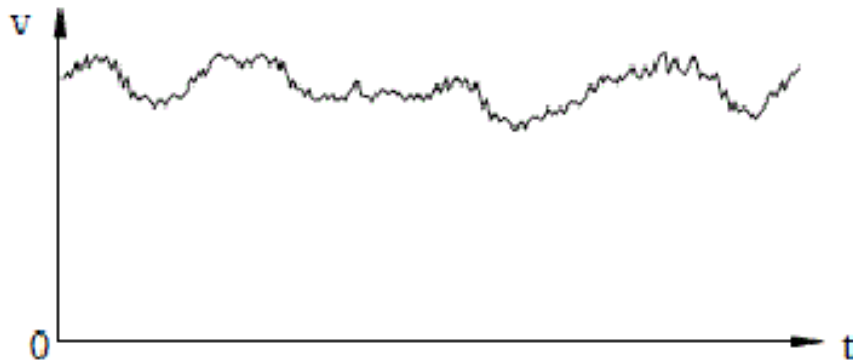
gdzie  $v$  oznacza współczynnik lepkości kinematycznej i jest określony zależnością:

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (50)$$

Pozostałe właściwości termofizyczne powietrza pochodzą od ciepła właściwego  $c_p$ , lepkości dynamicznej  $\mu$ , liczba Prandtla  $Pr$  oraz entalpii  $h$ .

#### 6.1.4. Równanie RANS i model turbulencji k- $\epsilon$

Podczas przepływu powietrza przez kanał wentylacyjny zazwyczaj tworzą się warunki przejściowe pomiędzy laminarnym a turbulentnym przepływem. Przepływ laminarny charakteryzuje się przepływem uwarstwionym, w którym nie dochodzi do zakłóceń. Zwykle przepływ ten zachodzi przy odpowiednio małej prędkości przepływu. Natomiast przepływ turbulentny charakteryzuje się chaotycznym ułożeniem cząsteczek, w których cząstki płynu przemieszczają się po torach kolizyjnych. Analizę przejścia przepływu laminarnego w turbulentny przeprowadził Reynolds w 1883 roku, obserwując przepływ za pomocą barwnika w przewodzie kołowym [128]. Zauważył on, że podczas przepływu laminarnego barwnik poruszał się wzdłuż osi, natomiast w przepływie turbulentnym barwnik był szybko rozpraszany. Badania np. Termooanemometrem wykazały, że prędkość podczas ruchu turbulentnego zmienia się w czasie  $t$  i przestrzeni (Rys.53).



Rys.53. Zależność prędkości od czasu podczas ruchu turbulentnego, wykres na podstawie [121]

Reynolds zauważył, że na charakter przepływu wpływają następujące parametry: prędkość średnia ( $v$ ), gęstość ( $\rho$ ) i lepkość ( $\mu$ ) cieczy oraz średnica rury ( $d$ ). Kryterium decydującym o rodzaju ruchu jest bezwymiarowa liczba  $\rho v d / \mu$  utworzona z tych parametrów i nazwana później liczbą *Reynoldsa* ( $Re$ ). Ta liczba pozwala scharakteryzować przepływ w przewodzie kołowym. Jeżeli  $Re < 2300$ , przepływ pozostaje laminarny, a zatem są tłumione ewentualne lokalne niestabilności przepływu. W analizowanym modelu sprawdzono wartość liczby Reynoldsa dla kanału niekołowego. Przepływ powietrza rozpatrzony został na wlocie (wlot do kanału to kwadrat o wymiarach  $0.14 \times 0.14$  m) i scharakteryzowany został przez liczbę  $Re$ , która w tym przypadku wyniosła:

- $Re = 10165.45$  [-]

W przypadku wystąpienia ruchu turbulentnego w metodach takich jak CFD istnieje konieczność modelowania zjawisk występujących podczas tzw. *Turbulencji*. [21]. Obecnie występuje kilka metod jedną z nich jest metoda *DNS* (nazwa angielska *Direct Numerical Simulation*) [108]. Niestety podstawową wadą tej metody jest ograniczenie związane z dyskretyzacją obszaru przepływu. W metodzie *DNS* wymiary komórek powinny być mniejsze od wielkości pojedynczych zawirowań. To natomiast prowadzi do budowania modeli obliczeniowych o znacznej liczbie komórek, co jest dla większości zagadnień praktycznych niemożliwe z powodu ograniczonej mocy dzisiejszych komputerów. Innym bardziej „wydajnym” sposobem jest modelowanie zjawisk turbulentnych za pomocą równań Naviera-Stokesa dla uśrednionego ruchu turbulentnego zwanego RANS ( nazwa angielska Reynolds Average Navier-Stokes) [119]. Podejście RANS, które wprowadza kolejny poziom przybliżenia jest prawdopodobnie najpowszechniej stosowanym podejściem w modelowaniu CFD. Takie podejście zostało przyjęte również w niniejszej pracy. Ogólnie

metoda *RANS* polega na zastąpieniu wartości chwilowych prędkości  $u(x,y,z,t)$  i ciśnienia  $p(x,y,z,t)$  wartościami uśrednionymi oraz odchyleniami od średnich:

$$\begin{aligned} u(x, y, z, t) &= \bar{u}(x, y, z, t) + \hat{u}(x, y, z, t) \\ p(x, y, z, t) &= \bar{p}(x, y, z, t) + \hat{p}(x, y, z, t) \end{aligned} \quad (51)$$

gdzie  $\bar{u}$  i  $\bar{p}$  są wartościami średnimi, a  $\hat{u}$  i  $\hat{p}$  oznaczają wartości odchylenia od średnich.

Po podstawieniu powyższych wartości do równania ciągłości i do równania zachowania pędu uzyskujemy równania *RANS* [4]:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}}{\partial x_i} = 0 \quad (52)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (53)$$

W ten sposób uzyskujemy dodatkowy człon równań  $-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j$  zwany naprężeniami Reynoldsa [4]:

$$-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (54)$$

gdzie  $\mu_T$  jest lepkością turbulentną, natomiast  $k$  jest energią kinetyczną turbulencji:

$$k = \frac{1}{2} (\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2) \quad (55)$$

Związek podany w równaniu (54) jest napisany dla przepływów nieściśliwych, czyli dla płynów o stałej gęstości. Natomiast na podstawie hipotezy Morkovina [88], [21], jeśli gęstość fluktuacji w przepływie turbulentnym nie jest znacząca, wtedy wpływ struktur turbulencji jest pomijana. To założenie jest zazwyczaj prawdziwe dla przepływów charakteryzujących się liczbą Macha poniżej 5 [-] [11]. Podobnie wnioski płyną z badań Bradshaw i innych [22]. Stwierdzili oni, że gęstość fluktuacji nie ma znaczenia przy liczbie Macha 3-5, jeśli wartość średnia kwadratu prędkości fluktuacji jest nie większa niż 5% prędkości średniej. Jeżeli natomiast prędkość fluktuacji wyniesie około 20% średniej wartości, wówczas gęstość fluktuacji jest nieistotna do wartości liczby Macha równej 1 [-] [121].

Żeby obliczyć równania *RANS* (równania 52 i 53) muszą być one uzupełnione o model turbulencji. W niniejszej pracy zastosowano model turbulencji  $k-\varepsilon$ . Model turbulencji  $k-\varepsilon$  jest często stosowany w tego typu obliczeniach m.in. W takich pracach jak Heiselberg i inni [57], Wei-Hwa Chiang i inni [125] oraz Ravikumar i inni [105]. Model turbulencji  $k-\varepsilon$  wykorzystuje dwa równania: równanie energii kinetycznej turbulencji (55) oraz szybkość jej dyssypacji  $\varepsilon$  [82]. Energia kinetyczna turbulencji  $k$  uzyskiwana jest z następującej zależności:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \rho \epsilon, \quad (56)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mathbf{u}_j \epsilon)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \\ &\frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} G - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) - \left( \frac{2}{3} C_{\epsilon 1} + C_{\epsilon 3} \right) \rho \epsilon \frac{\partial \mathbf{u}_j}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (57)$$

Poniższa zależność oznacza wydajność wytwarzania energii kinetycznej na jednostkę objętości z uwzględnieniem gradientu prędkości:

$$\tau_{ij} \frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial x_j} \quad (58)$$

Dopóki wartość tensora naprężeń  $\tau_{ij}$  nie jest znana, równanie (58) jest wyznaczane z następującej zależności:

$$G - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \quad (59)$$

gdzie  $G$  jest wyznaczane z:

$$G = 2\mu_T \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \left( \frac{\partial \mathbf{u}_k}{\partial x_k} \right)^2 \right] \quad (60)$$

Model turbulencji  $k-\epsilon$  zawiera pięć stałych wyznaczonych na drodze doświadczalnej [52], [126]. Wartości stałe są następujące:

$$\begin{aligned} C_u = 0.09, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92, C_{\epsilon 3} = -0.33, \\ \sigma_\epsilon = 1.30, \sigma_k = 1.00. \end{aligned}$$

Stała  $C_{\epsilon 3}$  nie jest zwykle obecna w standardowych modelach. Jest ona używana w celu dokładniejszego oszacowania dla ściśliwych przepływów turbulentnych [82]. Stosując równania  $k$  i  $\epsilon$ , lepkość turbulentną  $\mu_T$  obliczamy:

$$\mu_T = C_u \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (61)$$

Na koniec, aby uwzględnić efekt turbulencji w transporcie pędu, wartość lepkości dynamicznej w równaniu (42) należy uwzględnić przez tzw. lepkość efektywną:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad (62)$$

W obecnym modelu turbulentny transport ciepła jest wzorowany na turbulentnym transporcie pędu, ponieważ zależy od tego samego mechanizmu, czyli przepływów wirowych. W celu uwzględnienia efektu turbulencji w transporcie ciepła, dyfuzja turbulentna  $\alpha_T$  jest dodana do laminarnej dyfuzji  $\alpha$ , co daje tzw. efektywną dyfuzję:



$$\alpha_{eff} = \alpha + \alpha_T \quad (63)$$

Wartość dyfuzji turbulentnej  $\alpha_T$  wyliczana jest z liczby turbulentnej Prandla  $Pr_T$  i lepkości turbulentnej  $\mu_T$ :

$$\alpha_T = \frac{\mu_T}{Pr_T} \quad (64)$$

gdzie liczba turbulentna Prandla  $Pr_T$  dla powietrza wynosi 0.9 [-] [21]. Zakłada się, że  $Pr_T$  jest stała w całym zakresie przepływu.

## 6.2. WARUNKI BRZEGOWE

Model CFD systemu wentylacyjnego podzielony został na dwie domeny (Rys.52). W modelu występuje powietrze w pomieszczeniu i w kanale wentylacyjnym oraz ciała stałe. W pracy warunki brzegowe zostały opisane dla każdej z domen.

### 6.2.1. Warunki brzegowe dla powietrza

#### 6.2.1.1. TYP I – komin tradycyjny

Domena powietrza dotyczy powietrza w pomieszczeniu i w kanale wentylacyjnym (Rys.54). W analizowanym modelu powietrze przepływa przez pomieszczenie do kanału wentylacyjnego na skutek konwekcji naturalnej. W miejscu wlotu do pomieszczenia ( $S_{inlet}$ ) przyjęto warunek brzegowy Dirichleta z pomierzoną doświadczalnie prędkość ( $u_{inlet}$ ) oraz temperaturą powietrza na wlocie do pomieszczenia ( $T_{inlet}$ ):

$$n \cdot u(x)|_{S_{inlet}} = u_{inlet} \quad (65)$$

$$\frac{\partial T(x)}{\partial n}|_{S_{inlet}} = T_{inlet} \quad (66)$$

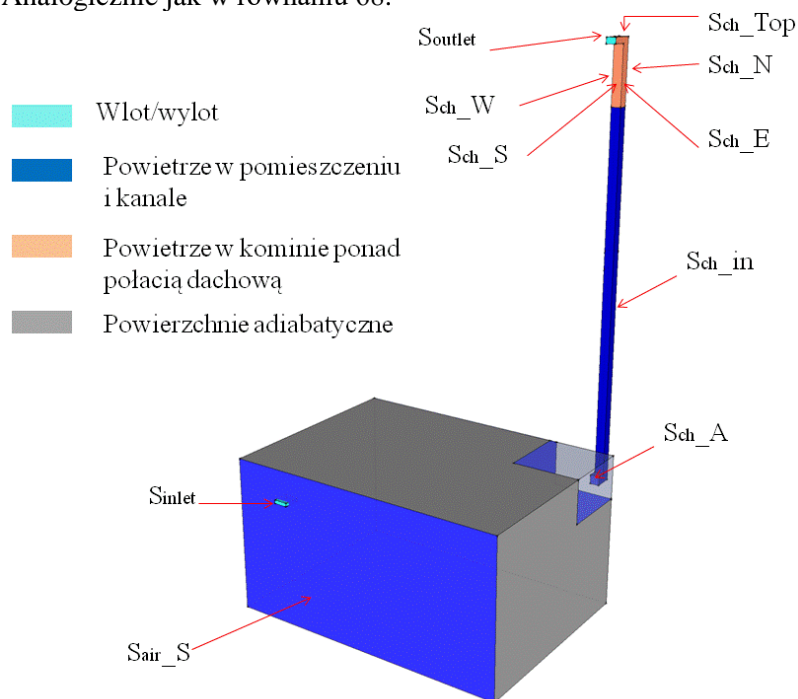
gdzie  $n$  oznacza wektor normalny do powierzchni wlotu ( $S_{inlet}$ ),  $u$  oznacza wektor prędkości. Dodatkowo w modelu dla pozostałych powierzchni w pomieszczeniu przyjęto, że strumień powietrza prostopadły do tych powierzchni równa się zero (powierzchnie adiabatyczne). Adiabatyczne warunki brzegowe użyte do uzupełnienia równań są następujące:

$$-\lambda \nabla T(x) = q = 0 \quad (67)$$

W modelu powietrza wymiana ciepła pomiędzy pomieszczeniem a kanałem wentylacyjnym ( $S_{ch\_A}$ ) opiera się na założeniu ciągłości strumienia ciepła, gdzie ( $S_{air}$ ) jest powietrzem w pomieszczeniu przechodzącym w powietrze w kanale ( $S_{ch}$ ):

$$q|_{S_{air}} = q|_{S_{ch}} \quad (68)$$

Założenie ciągłości strumienia ciepła występuje również na styku pomiędzy powietrzem w pomieszczeniu ( $S_{air-S}$ ) a ścianą zewnętrzną i oknem (Rys.54). Analogicznie jak w równaniu 68.



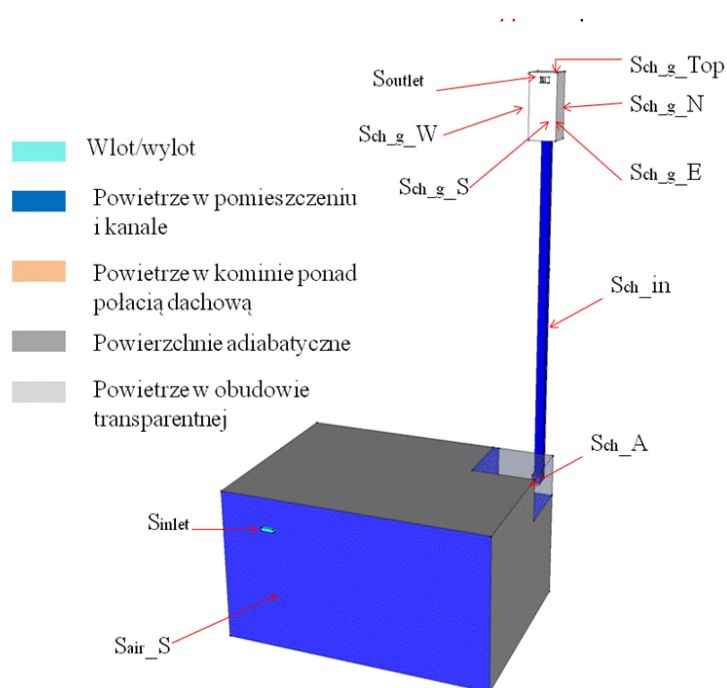
Rys.54. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę powietrza TYP I

Kanał wentylacyjny podzielony jest na dwie strefy (wewnętrzna i ponad połacią dachową). Powietrze w kanale w strefie wewnątrz budynku ( $S_{ch-in}$ ) spełnia założenie ciągłości strumienia ciepła na styku ze ścianami komina (Rys.54) zgodnie z równaniem (68). Analogiczne założenie przyjęto na styku powietrza ze ścianami komina ponad połacią dachową (Rys.54). Powierzchnie podzielono na:  $S_{ch-S}$  - powierzchnia południowa,  $S_{ch-E}$  - powierzchnia wschodnia,  $S_{ch-N}$  - powierzchnia północna,  $S_{ch-W}$  - powierzchnia zachodnia,  $S_{ch-Top}$  - powierzchnia górna. Podział wykonano ze względu na intensywność promieniowania słonecznego na daną powierzchnię. Na wylocie z kanału ( $S_{outlet}$ ) założono pomierzoną wartość ciśnienia atmosferycznego ( $p_{atm}$ ):

$$\frac{\partial p(x)}{\partial n} |_{S_{outlet}} = p_{atm} \quad (69)$$

### 6.2.1.2. TYP II – komin słoneczny

Domena powietrza dotyczy powietrza w pomieszczeniu w kanale wentylacyjnym i w obudowie transparentnej komina (Rys.55). W analizowanym modelu powietrze przepływa przez pomieszczenie do kanału wentylacyjnego na skutek konwekcji naturalnej. W miejscu wlotu do pomieszczenia ( $S_{inlet}$ ) przyjęto warunek brzegowy Dirichleta analogicznie do TYPU I (65).



Rys.55. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę powietrza TYP II

W modelu powietrza wymiana ciepła pomiędzy pomieszczeniem a kanałem wentylacyjnym ( $S_{ch-A}$ ) opiera się na założeniu ciągłości strumienia ciepła zgodnie z równaniem (68). Założenie ciągłości strumienia ciepła występuje również na styku pomiędzy powietrzem w pomieszczeniu ( $S_{air-S}$ ) a ścianą zewnętrzną i oknem (Rys.55). Analogicznie jak w równaniu (68).

Kanał wentylacyjny podzielony jest na dwie strefy (wewnętrzna i ponad połacią dachową). Powietrze w kanale w strefie wewnątrz budynku ( $S_{ch-in}$ ) spełnia założenie ciągłości strumienia ciepła na styku ze ścianami komina (Rys.55) zgodnie z równaniem (68). Analogiczne założenie przyjęto na styku powietrza

ze ścianami komina ponad połącią dachową (Rys.55). Powierzchnie podzielono na:  $S_{ch-S}$  - powierzchnia południowa,  $S_{ch-E}$  - powierzchnia wschodnia,  $S_{ch-N}$  - powierzchnia północna,  $S_{ch-W}$  - powierzchnia zachodnia,  $S_{ch-Top}$  - powierzchnia górna. Podział wykonano ze względu na intensywność promieniowania słonecznego na daną powierzchnię.

Na wylocie z kanału ( $S_{outlet}$ ) założono pomierzoną wartość ciśnienia atmosferycznego ( $p_{atm}$ ) (69).

Dodatkowo w typie II dochodzi domena powietrza w obudowie transparentnej w części komina wystającego ponad połąć dachową. Powietrze w obudowie spełnia założenie ciągłości strumienia ciepła na styku ze ścianami komina (Rys.55) zgodnie z równaniem (68). Powierzchnie podzielono na:  $S_{ch_g-S}$  - powierzchnia południowa,  $S_{ch_g-E}$  - powierzchnia wschodnia,  $S_{ch_g-N}$  - powierzchnia północna,  $S_{ch_g-W}$  - powierzchnia zachodnia,  $S_{ch_g-Top}$  - powierzchnia górna. Podział wykonano ze względu na intensywność promieniowania słonecznego na daną powierzchnię.

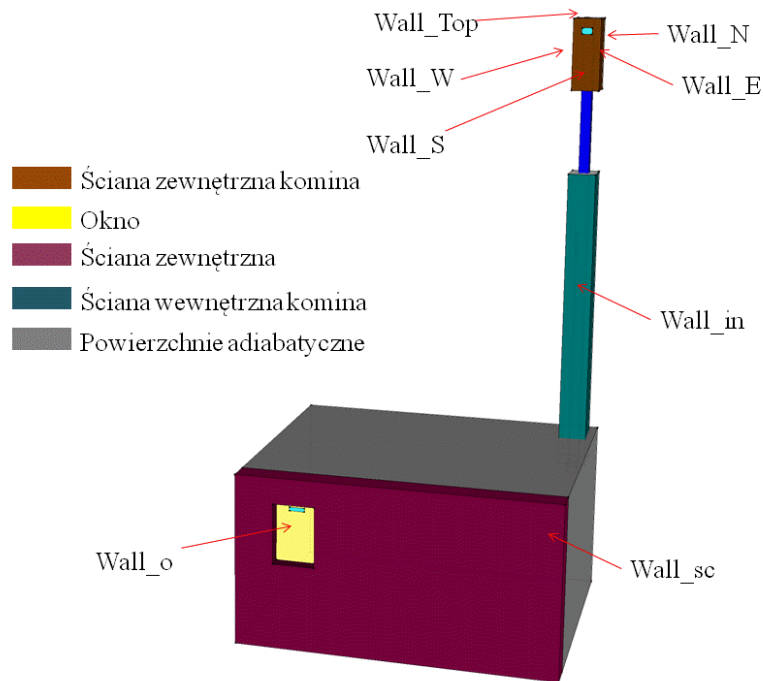
## 6.2.2. Warunki brzegowe dla ciał stałych

### 6.2.2.1. TYP I – komin tradycyjny

Ciała stałe w modelu zostały przedstawione na (Rys.56). Ciała stałe podzielono na dwa rodzaje: powierzchnie wewnętrzne oraz powierzchnie stykające się ze środowiskiem zewnętrznym. Konwekcyjna i radiacyjna wymiana ciepła w wewnętrznych powierzchniach kanału wentylacyjnego ( $Wall_{in}$ ) zdefiniowana jest przez konwekcyjny/radiacyjny współczynnik przejmowania ciepła  $h_i$ . W konsekwencji warunek brzegowy na wewnętrznych powierzchniach ścian komina ( $Wall_{in}$ ) używany do zamknięcia równań energii jest następujący:

$$\lambda \frac{\partial T(x)}{\partial n} |_{Wall_{in}} = h_i [T_{Wall_{in}} - T_{a,in}] \quad (70)$$

gdzie  $T_{Wall_{in}}$  jest średnią temperaturą wewnętrznej powierzchni komina a  $T_{a,in}$  jest temperaturą powietrza wewnątrz pomieszczeń. Konwekcyjny/radiacyjny współczynnik przejmowania ciepła  $h_i$  jest stały określony zgodnie z normą ISO [102], jako  $h_i = 8.1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .



Rys.56. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę ciała stałego TYP I

Wymiana ciepła pomiędzy ścianą zewnętrzną pomieszczenia ( $Wall_{sc}$ ) a powietrzem zewnętrznym jest rozwiązywana przez konwekcyjną i radiacyjną wymianę ciepła. Konwekcja jest zdefiniowana przez konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła  $h_e$ , gdzie radiacja jest zdefiniowana przez temperaturę słoneczną  $T_{sol}$ . W związku z tym warunki brzegowe dla ściany zewnętrznej pomieszczenia ( $Wall_{sc}$ ) wygląda następująco:

$$\lambda \frac{\partial T(x)}{\partial n} |_{Wall_{sc}} = h_e [T_{sol} - T_{SC}] \quad (71)$$

gdzie  $h_e$  jest konwekcyjnym współczynnikiem przejmowania ciepła dla zewnętrznej ściany pomieszczenia,  $T_{sol}$  jest temperaturą słoneczną,  $T_{SC}$  jest średnią temperaturą ściany zewnętrznej pomieszczenia.

Na podstawie badań Gagliano i inni [43] dowiadujemy się, że  $T_{sol}$  jest fikcyjną temperaturą powietrza zewnętrznego, przy której ciepło przejmowane przez zacienioną powierzchnię przegrody zewnętrznej jest równe ciepłu przejmowanego przez przegrodę przy danej temperaturze powietrza zewnętrznego z jednoczesnym wydzielaniem się na tej powierzchni ciepła promieniowania słonecznego. Inaczej jest to temperatura powietrza zewnętrznego, która da taki sam strumień ciepła napływający na przegrodę, jaki

daje w rzeczywistości połączenie danej różnicy temperatur i wymiany ciepła przez promieniowanie [123].  $T_{sol}$  obliczana jest w następujący sposób [68], [117]:

$$T_{sol} = T_{amb} + \frac{\alpha I_e}{h_e} \quad (72)$$

gdzie  $T_{amb}$  jest temperaturą powietrza zewnętrznego,  $\alpha$  współczynnik absorpcji zewnętrznej ściany pomieszczenia i  $I_e$  natężenie promieniowania słonecznego,  $h_e$  konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła dla zewnętrznej ściany pomieszczenia nie jest wartością stałą. W analizie wykorzystano empiryczną formułę na  $h_e$  zaproponowaną przez Jayamaha i innych [62]. Jayamaha i innych [62] w badaniach wykazali, że konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła jest liniowo zależny od prędkości wiatru  $V_{wind}$  [ $\frac{m}{s}$ ]:

$$h_e = h_{Jayamaha} = 4.955 + 1.444 \cdot V_{wind} \quad (73)$$

Analogiczny warunek brzegowy przyjęty został dla okna ( $Wall_o$ ). Wymiana ciepła pomiędzy oknem ( $Wall_o$ ), a powietrzem zewnętrznym jest rozwiązywana przez konwekcyjną i radiacyjną wymianę ciepła:

$$\lambda \frac{\partial T(x)}{\partial n} |_{Wall_o} = h_e [T_{sol} - T_O] \quad (74)$$

gdzie  $h_e$  jest konwekcyjnym współczynnikiem przejmowania ciepła dla okna,  $T_{sol}$  jest temperaturą słoneczną,  $T_O$  jest średnią temperaturą okna.

Wymiana ciepła pomiędzy ścianami zewnętrznymi komina ( $Wall_{Top}$ ), ( $Wall_S$ ), ( $Wall_W$ ), ( $Wall_E$ ), ( $Wall_N$ ) a powietrzem zewnętrznym jest również rozwiązywana przez konwekcyjną i radiacyjną wymianę ciepła, analogicznie do (74) z uwzględnieniem różnych średnich temperatur powierzchni komina:  $T_{TOP}$  – średnia temperatura na powierzchni górnej komina,  $T_S$  – średnia temperatura na powierzchni południowej komina,  $T_E$  – średnia temperatura na powierzchni wschodniej komina,  $T_W$  – średnia temperatura na powierzchni zachodniej komina,  $T_N$  – średnia temperatura na powierzchni północnej komina.

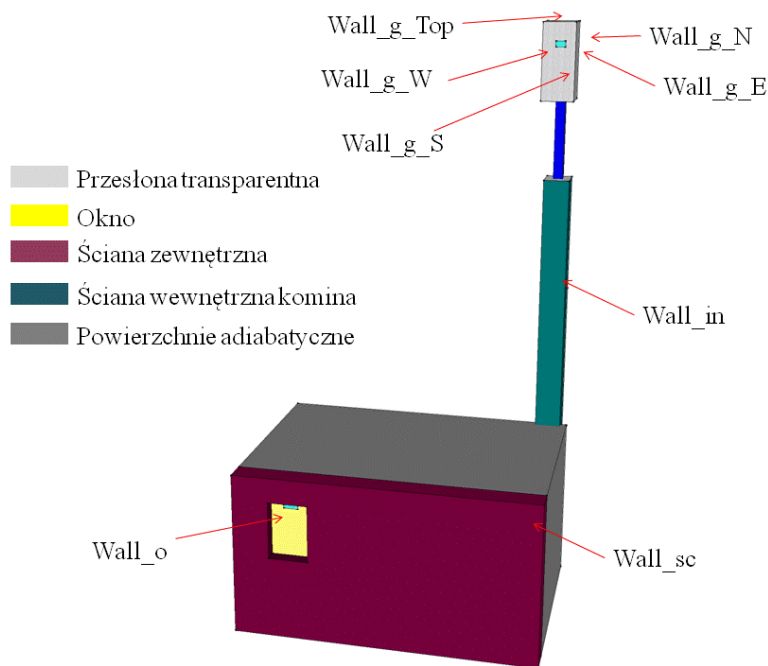
#### 6.2.2.2. TYP II – komin słoneczny

Ciała stałe w modelu zostały przedstawione na (Rys.57). Ciała stałe podzielono na dwa rodzaje: powierzchnie wewnętrzne oraz powierzchnie stykające się ze środowiskiem zewnętrznym. Konwekcyjna i radiacyjna wymiana ciepła w wewnętrznych powierzchniach kanału wentylacyjnego ( $Wall_{in}$ ) zdefiniowana jest przez konwekcyjny/radiacyjny współczynnik przejmowania ciepła  $h_i$ . W konsekwencji warunek brzegowy na wewnętrznych

powierzchniach ścian komina ( $Wall\_in$ ) używany do zamknięcia równań energii jest następujący:

$$\lambda \frac{\partial T(x)}{\partial n} |_{Wall\_in} = h_i [T_{Wall\_in} - T_{a,in}] \quad (75)$$

gdzie  $T_{Wall\_in}$  jest średnią temperaturą wewnętrzną powierzchni komina a  $T_{a,in}$  jest temperaturą powietrza wewnątrz pomieszczeń. Konwekcyjny/radiacyjny współczynnik przejmowania ciepła  $h_i$  jest stały określony zgodnie z normą ISO [102], jako  $h_i = 8.1 W/(m^2K)$ .



Rys.57. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę ciała stałego TYP II

Wymiana ciepła pomiędzy ścianą zewnętrzną pomieszczenia ( $Wall\_sc$ ) a powietrzem zewnętrznym jest rozwiązywana przez konwekcyjną i radiacyjną wymianę ciepła. Konwekcja jest zdefiniowana przez konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła  $h_e$ , gdzie radiacja jest zdefiniowana przez temperaturę słoneczną  $T_{sol}$ . W związku z tym warunki brzegowe dla ściany zewnętrznej pomieszczenia ( $Wall\_sc$ ) przyjęto na podstawie (70). Analogiczny warunek brzegowy przyjęty został dla okna ( $Wall\_o$ ).

Natomiast wymiana ciepła pomiędzy ścianami zewnętrznymi przegrody transparentnej ( $Wall\_g\_Top$ ), ( $Wall\_g\_S$ ), ( $Wall\_g\_W$ ), ( $Wall\_g\_E$ ),

(*Wall\_g\_N*) a środowiskiem zewnętrznym jest rozwiązywana przez założenie warunku brzegowego III rodzaju w postaci pomierzonej temperatury powietrza zewnętrznego  $T_{amb}$  i wyznaczonego współczynnika przejmowania ciepła zgodnie ze wzorem (72):

$$\lambda \frac{\partial T(x)}{\partial n} |_{Wall-sc} = h_e [T_{sol} - T_{SK}] \quad (76)$$

gdzie  $h_e$  jest konwekcyjnym współczynnikiem przejmowania ciepła dla zewnętrznej ściany komina,  $T_{amb}$  jest temperaturą powietrza zewnętrznego,  $T_{SK}$  jest średnią temperaturą ściany zewnętrznej komina.

Wymiana ciepła pomiędzy ścianami zewnętrznymi komina (*Wall\_Top*), (*Wall\_S*), (*Wall\_W*), (*Wall\_E*), (*Wall\_N*) a powietrzem w obudowie transparentnej jest rozwiązywana przez założenie warunku brzegowego w postaci gęstości strumienia ciepła zdefiniowanej na podstawie pomierzonej wartości promieniowania słonecznego. Pomierzona wartości promieniowania słonecznego padająca na ścianę zewnętrzną komina została osłabiona o zdolność odbijania promieni słonecznych przez przegrodę transparentną  $e_R = 0,05$ . Dodatkowo wartości promieniowania słonecznego wyznaczono z uwzględnieniem położenia danej płaszczyzny względem słońca zgodnie z procedurą podaną w rozdziale (3.1.2.).

### 6.2.3. Skalowana funkcja ściany

W pracy przy opisie warstwy przyściennej korzystano z klasycznego modelu funkcji ściany [4]. Warstwą przyścienną jest cienka warstwa płynu bezpośrednio przylegająca do powierzchni opływającego ciała, w której prędkość przepływu jest zmienna, a siły lepkości i bezwładności działające na elementy płynu są porównywalne. Przy samej powierzchni ciała prędkość przepływu jest zerowa, cząstki powietrza przylegają do powierzchni ciała i nie biorą udziału w ruchu ośrodka. Im dalej od powierzchni, tym prędkość cząstek stopniowo rośnie, aż osiągnie prędkość przepływu. Poza tą warstwą wpływ lepkości może być pomijany. Badania eksperymentalne wykazują [1], że obszar przepływu w pobliżu ściany składa się z trzech warstw: laminarnej, mieszanej i turbulentnej. Przy czym pierwsza warstwa najbliższej ściany posiada tzw. podwarstwę lepka, w której przepływ wywołany jest jedynie lepkością płynu i jego średnia prędkość zależy liniowo od odległości od ściany. Podwarstwa lepka kończy się w odległości od ściany około  $y^+ \approx 5$ , gdzie  $y^+$  jest bezwymiarową odległością zdefiniowaną [27]:

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu} \quad (77)$$

gdzie  $u_\tau$  jest prędkością tarcia [m/s],  $\nu$  oznacza lepkość kinematyczną [m<sup>2</sup>/s].



Przepływ turbulentny zaczyna się dla  $y^+ \approx 30$ . Warstwa ta określana jest także *prawem logarytmicznym ściany*, ponieważ średnia prędkość przepływu w tej warstwie może być wyznaczona za pomocą profilu logarytmicznego [1]. Podwarstwa lepka oraz warstwa turbulentna oddzielone są warstwą mieszaną (buforową) dla  $5 < y^+ < 30$ . W warstwie buforowej prędkość przepływu nie może być wyznaczona ani przez liniowy ani przez logarytmiczny związek. Na ogół w modelowaniu CFD z przepływem powietrza w pobliżu ściany przyjmuje się założenia „no slip” (bez poślizgu płynu względem ściany) [4] na ścianie. Jednym z podstawowych podejść symulowania przepływu w pobliżu ściany jest metoda „Low Re”. W metodzie tej turbulencje symuluje się w sposób bezpośredni wykorzystując do tego bardzo gęstą siatkę obliczeniową. Wartość  $y^+$  w tej metodzie w strefie przyściennej laminarnej powinna wynosić 1[-]. Niestety podejście to wymaga znacznych zasobów obliczeniowych. Alternatywą dla tego podejścia jest funkcja ściany „Wall function”. W metodzie tej warstwa przyścienna jest rozwiązywana za pomocą półempirycznej formuły, w której rozwiązywana jest wartość średnia równań transportu. Formuła ta oparta jest na prawie logarytmicznym, przez to możliwe jest stosowanie nie tak gęstej siatki obliczeniowej [86]. Metoda funkcji ściany przyjęta została w niniejszej pracy.

### 6.3. ANALIZA NUMERYCZNA

Problem związany z przepływem płynu rozwiązany został poprzez zastosowanie równań RANS (Reynolds-Average Navier-Stokes). W pracy wykorzystano komercyjne oprogramowanie ANSYS CFX 16.2 [4]. Program wykorzystuje metodę objętości skończonych, która polega na zmianie modelu geometrycznego obszaru przepływu z postaci ciągłej do postaci dyskretnej, jako zbioru komórek o pewnej objętości. Dyskretyzacja geometrii w tej metodzie polega na tworzeniu siatki, w której węzły obliczeniowe mogą być umieszczone w geometrycznym środku komórki [94], [122]. Metoda ta często jest stosowana w analizie CFD J. Ferziger i M. Peric w 2002 roku w swojej pracy [95] szeroko opisali podstawy metod CFD. Według J. Ferziger i M. Peric numeryczna analiza zjawisk związanych z przepływem może być zrealizowana na podstawie równań opisujących ruch cieczy w postaci całkowitej. Zakładając pewną objętość kontrolną wyznaczoną powierzchnią kontrolną  $S$ , zakładając przepływ ustalony cieczy nieściśliwej, newtonowskiej o niezmiennych właściwościach oraz pomijając siły masowe cieczy, równania  $N-S$  przyjmą następującą postać:

Równanie ciągłości:

$$\int_S \rho V \cdot ndS = 0 \quad (78)$$

Zasada zachowania pędu:

$$\int_S \rho V_i \cdot ndS = \int_S t_{ij} i_j \cdot ndS - \int_S \rho i_j \cdot ndS = 0 \quad (79)$$

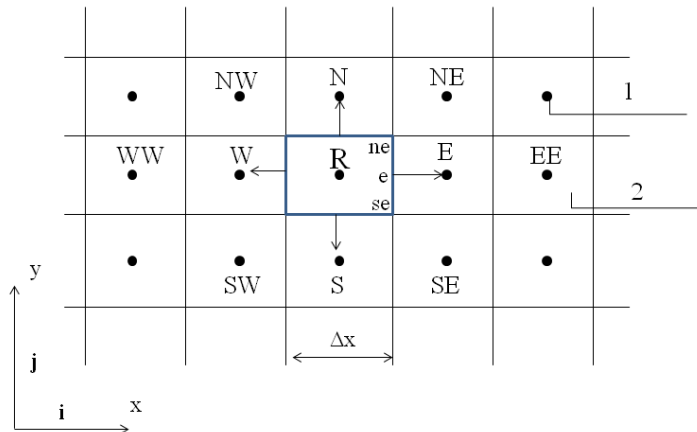
W równaniu (79) pierwszy człon prawej strony równania dla przyjętych założeń ma następującą postać:

$$\int_S t_{ij} l_j \cdot ndS = \int_S \mu grad V_i \cdot ndS \quad (80)$$

W równaniu (79) drugi człon prawej strony równania można przedstawić w następujący sposób:

$$- \int_{\Omega} grad \rho \cdot i_i d\Omega \quad (81)$$

Równania zachowania masy i pędu stosowane są oddzielnie dla każdej z komórek modelu dyskretnego. Suma równań dla wszystkich komórek obliczeniowych daje globalne równania zachowania masy i pędu dla modelu obliczeniowego. Równania *N-S* zapisane w postaci ogólnej dla poszczególnych komórek obliczeniowych mogą być aproksymowane w węzłach obliczeniowych przedstawionych na (Rys.58). Dla dwuwymiarowej czworokątnej regularnej siatki, z rozpatrywaną prostokątną komórką układ współrzędnych komórki jest układem kartezjańskim z centralnym węzłem *R*.



Rys.58. Model dyskretny dwuwymiarowy, opracowanie na podstawie [95]. Gdzie: 1 są to węzły obliczeniowe, 2 komórki siatki, *R* rozpatrywany węzeł, *N,E,S,W* to węzły otaczające węzeł *R*

Oznaczając w równaniu ciągłości (78) i równaniu zachowania pędu (79) wielkości podcałkowe literą *f*, strumień przepływający przez analizowaną komórkę jest sumą całek po poszczególnych krawędziach komórki:

$$\int_S f dS = \sum_{k=1}^4 \int_S f dS_k \quad (82)$$

W celu obliczenia całki na krawędziach otaczających rozpatrywaną komórkę (rozpatrywana będzie krawędź *e* pokazana na Rys.58) rozkład wielkości *f* musi być znany na tej krawędzi. Aby go wyznaczyć konieczna jest aproksymacja. Jest ona przeprowadzana w dwóch etapach:

1. Całka jest aproksymowana na podstawie wartości funkcji na krawędzi.
2. Wielkości dla krawędzi są aproksymowane na podstawie wartości w węzłach obliczeniowych sąsiednich komórek.

W najprostszym przypadku całkę po krawędzi  $e$  można zastąpić iloczynem wielkości średniej w punkcie  $e$  oraz długości krawędzi  $S_e$ :

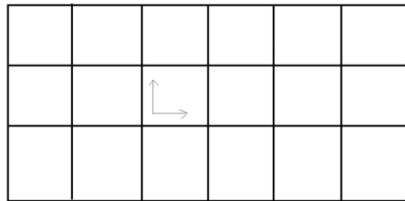
$$\int_{S_e} f dS \approx \bar{f}_e S_e \quad (83)$$

Wartość  $\bar{f}_e$  nie jest znana, związku z tym musi być obliczona na podstawie wielkości w węzłach obliczeniowych  $P$  i  $E$ . Szczegółowe omówienie schematu dyskretyzacji równań  $N-S$  dla siatki regularnej przedstawione jest w pracy J. Ferziger i M. Peric [95] w rozdziale 4.

## 6.4. WALIDACJA MODELU

### 6.4.1. Wpływ siatki na poprawność wyników

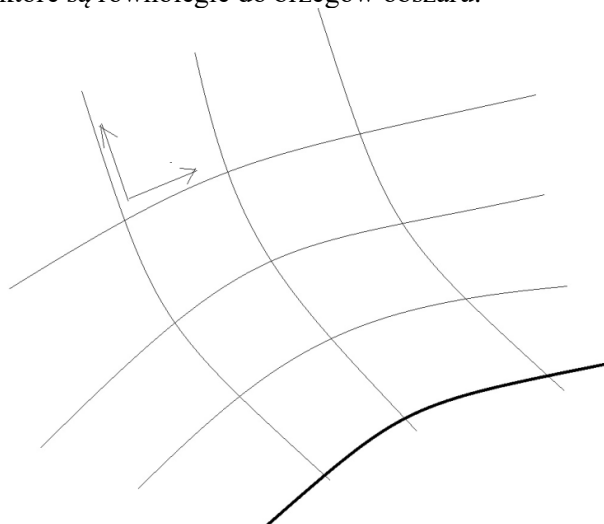
Zwykle większość systemów CFD wykorzystuje metodę objętości skończonych (nazwa angielska Finite Volume Method) do rozwiązywania zagadnień związanych z analizą przepływu płynów. Metoda objętości skończonej polega na aproksymacji geometrii drogi przepływu płynu małymi obszarami kontrolnymi zwanymi *komórkami* (nazwa angielska cell). Dla najprostszego przypadku modelu dwuwymiarowego, dyskretny model tworzą komórki w kształcie prostokątów (Rys.59). Układy (lokalne) współrzędne komórek posiadają kierunki zgodne z układem współrzędnych, w których zapisane równania opisują ruch cieczy:



Rys.59. Siatka bazująca na współrzędnych prostokątnych o regularnym czworokątnym kształcie

Siatka tego typu sprowadzona jest do prostej geometrii, która może w przypadku bardziej skomplikowanych modeli nie dawać oczekiwanych rezultatów. W związku z tym stosuje się siatki z komórkami definiowanymi w inny sposób. Jedną z metod pozwalającą wykonywać modele dyskretne w przypadku bardziej złożonej geometrii, jest budowa siatki w oparciu o współrzędne krzywoliniowe związane z brzegiem obszaru. Na podstawie prac Peyret (1996) [96] i Thompson J. F. i inni (1985) [120] dowiadujemy się, że modele dyskretne wykonane w ten sposób nazywane są modelami dyskretnymi o siatce regularnej, o współrzędnych krzywoliniowych. Model dyskretny

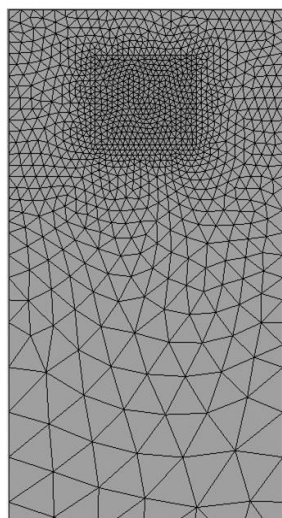
takiego przypadku przedstawiono na (Rys.60). Brzegi komórek tworzą rodzinę krzywych, które są równoległe do brzegów obszaru.



Rys.60. Siatka regularna bazująca na współrzędnych krzywoliniowych na podstawie [96] i [120]

Ogólnie zagadnienia tworzenia modeli dyskretnych na potrzeby CFD są przedmiotem wielu prac naukowych. Na uwagę zasługują prace Peyret (1996) [96] i Thompson J. F. i inni (1985) [120] w których przedstawiono wiele algorytmów tworzenia siatek. Wykonanie trójwymiarowego modelu dyskretnego jest zadaniem znacznie trudniejszym niż w przypadku modeli dwuwymiarowych. Dla modeli trójwymiarowych zwykle stosowane są siatki o kształtach prostopadłościanów lub ostrosłupów. Najbardziej efektywne i możliwe do zastosowania nawet dla skomplikowanych geometrii są algorytmy tworzenia komórek w kształcie ostrosłupa. Zastosowanie komórek prostopadłościennych dla skomplikowanej geometrii jest utrudnione lub wymaga podziału geometrii na mniejsze fragmenty. Dlatego też stosowane są algorytmy pozwalające tworzyć siatkę mieszaną, wykorzystującą komórki prostopadłościenne na brzegach obszarów. Jakość siatki ma decydujące znaczenie dla dokładności i czasu obliczeń. Wynikają jednak z tego sprzeczne kryteria: siatka powinna być możliwie zagęszczona, a jednocześnie zawierać możliwie mało komórek, aby nie wydłużać czasu obliczeń. W celu ograniczenia błędów dyskretyzacji, bez zwiększania czasu obliczeń, stosuje się lokalne zagęszczanie siatki (Rys.61) przy wykorzystaniu odpowiednich kryteriów adaptacyjnych. W zależności od oprogramowania mogą być dostępne różne kryteria adaptacyjne wykorzystujące zarówno wielkości uzyskiwane podczas analizy numerycznej (gradient prędkości cieczy, ciśnienia, itp.), jak również właściwości modelu geometrycznego (np. Zagęszczanie na brzegach obszaru)

oraz modelu dyskretnego (np. Zagęszczanie siatki na podstawie rozmiaru komórek lub też zmiana ich kształtu czy systemu podziału komórek).



Rys.61. Siatka na bazie ostrosłupów z lokalnym zagęszczeniem w miejscu wylotu powietrza z kanału wentylacyjnego

Siatka modelu drogi przepływu płynu umożliwia dyskretyzację równań opisujących zjawiska przepływu w sposób przedstawiony w rozdziale 6.1 (powyżej) niniejszej pracy. Metoda dyskretyzacji równań, czas obliczeń oraz dokładność rozwiązania zależą od kształtu komórek. Sposoby transformowania równań opisujących zjawiska przepływu płynu ze współrzędnych kartezjańskich do współrzędnych pojedynczych komórek oraz sposoby dyskretyzacji szczegółowo przedstawione są w literaturze Thompson J. F. i inni (1985) [120].

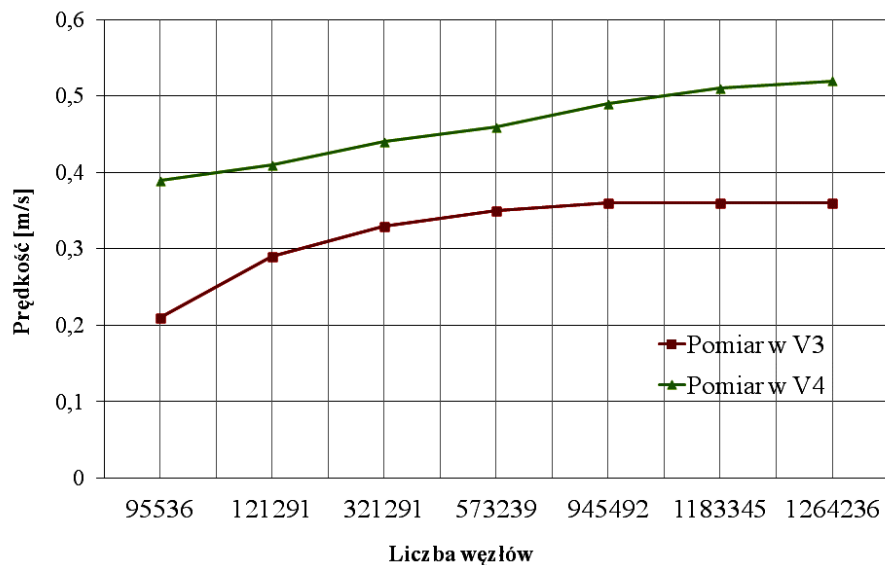
W związku z powyższym w niniejszej pracy wykorzystano komórki w kształcie ostrosłupa. W celu ograniczenia błędów dyskretyzacji, bez zwiększania czasu obliczeń, w modelu zastosowano lokalne zagęszczanie siatki. Zagęszczenia obszaru dokonano w miejscach, w których spodziewano się dużych gradientów prędkości, czyli wlot do pomieszczenia, wlot do kanału, wylot z kanału. W tych miejscach prowadzone były również badania doświadczalne.

#### 6.4.1.1. TYP I – komin tradycyjny

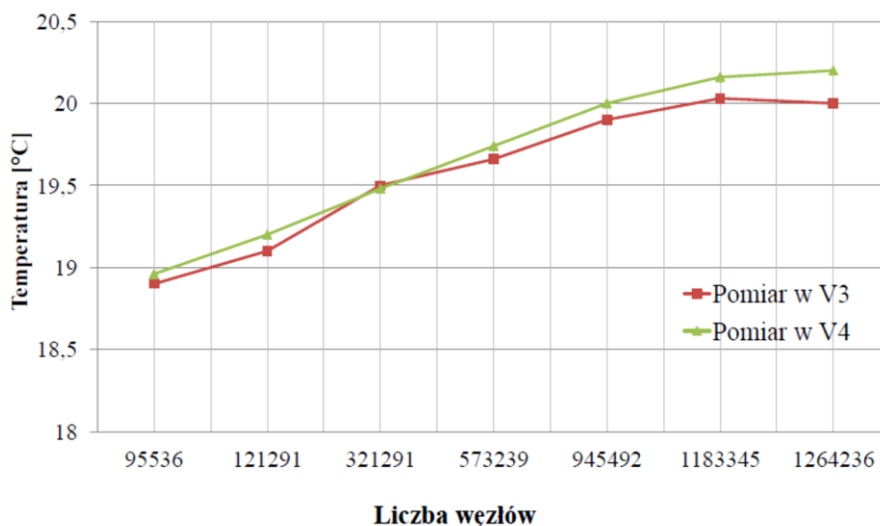
Podczas badania wpływu siatki na dokładność wyników dla wszystkich przypadków zastosowano następujące warunki brzegowe:

- $u_{inlet} = 0,51 \left[ \frac{m}{s} \right]$
- $T_{inlet} = 18,8 \left[ ^\circ C \right]$
- $T_{amb} = 17,9 \left[ ^\circ C \right]$
- $h_i = 8.1 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$
- $I_e = 102 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$
- $h_e = 4.955 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

Wyniki obliczeń porównywano w dwóch punktach odpowiadających miejscom pomiarów doświadczalnych (na wlocie do kanału V3 i w kanale wentylacyjnym V4). Na podstawie pomierzonej wartości natężenia promieniowania słonecznego zgodnie ze wzorem (16) wyznaczono temperaturę słoneczną. Natomiast na podstawie przedstawionych wyliczeń w rozdz. 6.2 wyznaczono temperaturę słoneczną na każdą powierzchnie poziomą. Do walidacji przyjęto okres bezwietrzny ( $V_{wind} = 0 \text{ m/s}$ ), który wpłynął na wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła  $h_e$ . Ponieważ w dalszej części pracy rozpatrywana będzie zmiana prędkości przepływu powietrza i temperatury, dlatego te wielkości poddano szczegółowej analizie. Uzyskane wyniki wskazują na nieliniowe zależności pomiędzy gęstością siatki a rozpatrywanymi parametrami (Rys.62 i 63).

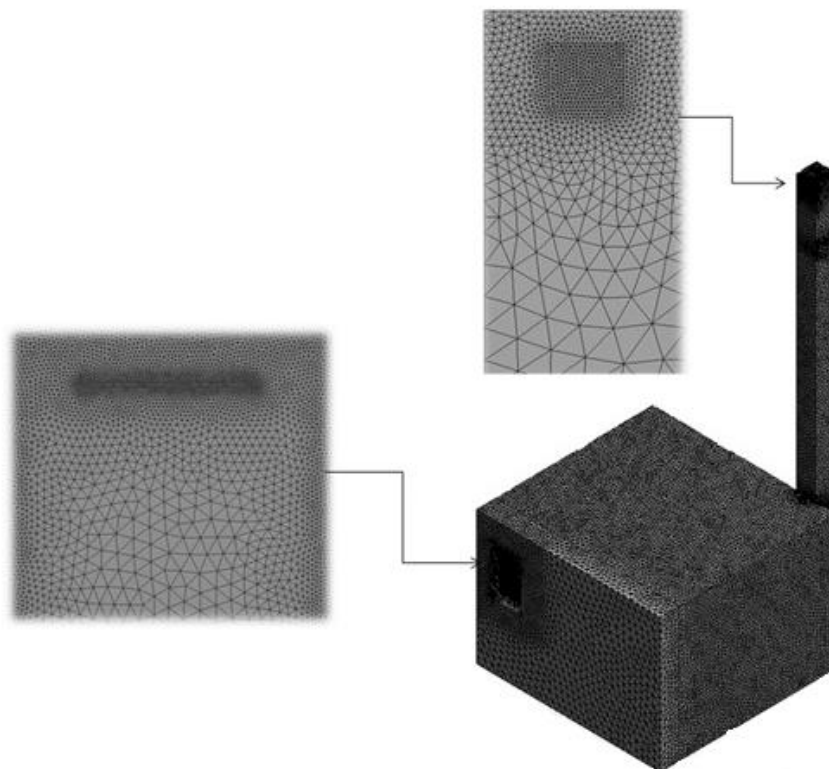


Rys.62. Wpływ siatki w modelu numerycznym i prędkości przepływu powietrza



Rys.63. Wpływ siatki w modelu numerycznym i temperatury powietrza

Wpływ dokładności wyników na jakość siatki wyznaczono dla 7 przypadków. Symulacje numeryczne w CFD rozpoczęto od 95 536 węzłów a zakończono na 1 264 236 węzłach. Wyniki pokazały, że wzrost ilości węzłów z 95 536 na 1 264 236 ma zasadniczy wpływ na uzyskany wynik, gdyż różnice w otrzymanych wartościach prędkości sięgają prawie 50% (V3: 42% i V4: 25%). Na podstawie powyższych analiz zauważono, że dopiero liczba węzłów równa 945 492 stabilizuje zmienność uzyskiwanych wyników. W związku z tym szczegółowej analizie poddano dokładność wyników dla 3 przypadków: 945 492, 1 183 345 i 1 264 236 ilości węzłów. Uzyskane wyniki pokazały, że pomiędzy największą rozpatrywaną ilością węzłów a wartością 1 183 345 jest najmniejsza różnica w otrzymanych wartościach prędkości, ponieważ nie przekracza 6% (V3: 0% i V4: 5,8%). W związku z tym do walidacji przyjęto model o wielkości węzłów równym: 1 183 345. Stwierdzając tym samym, że jakość tej siatki może zapewnić dostatecznie dobre rozwiązania. Model numeryczny z przyjętą siatką został przedstawiony na Rys.64.



Rys.64. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP I

Zbieżność modelu w programie Ansys uzyskiwano po 8 000 iteracji. W związku z tym średni czas symulacji z wybraną gęstością siatki wynosił około 96 h. Do analizy wykorzystano komputer z ośmiordzeniowym procesorem 3,6 GHz z 32 GB pamięci RAM.

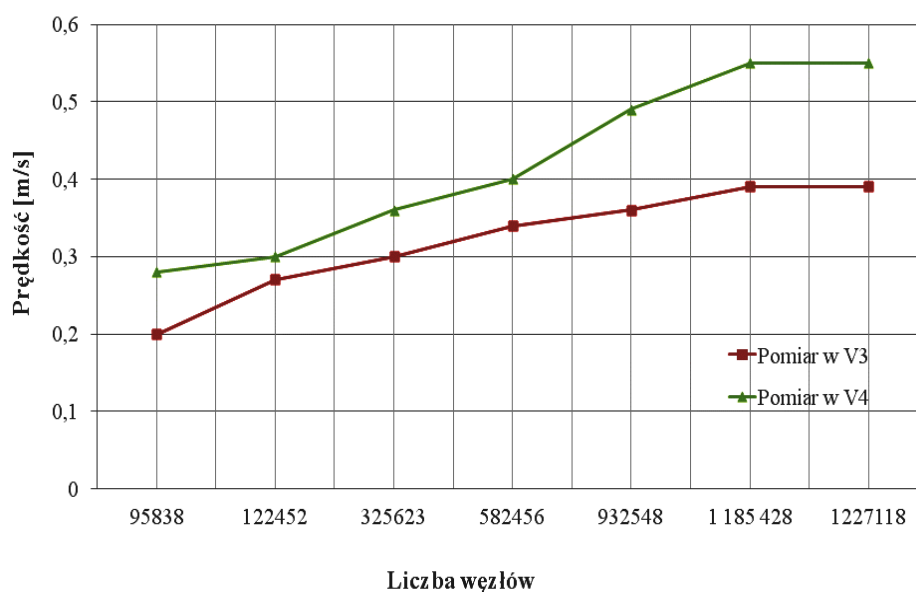
#### 6.4.1.2. TYP II – komin słoneczny

Podczas badania wpływu siatki na dokładność wyników dla wszystkich przypadków zastosowano następujące warunki brzegowe:

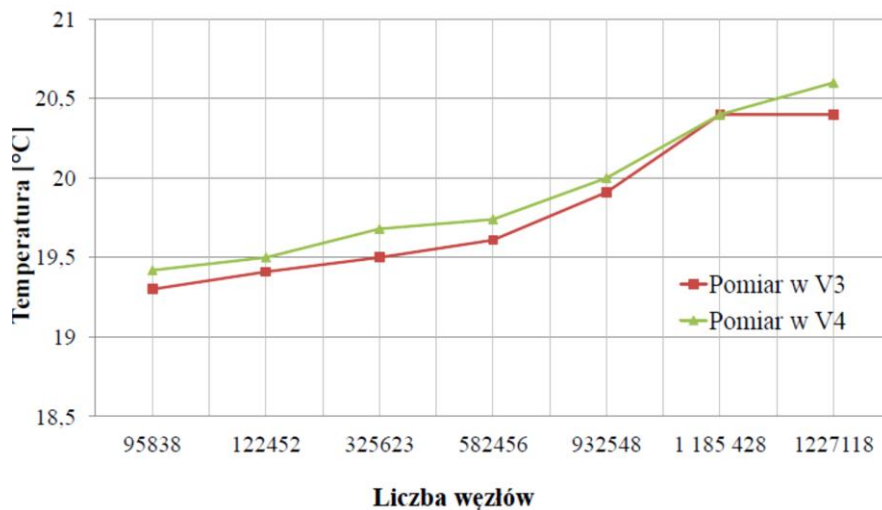
- $u_{inlet} = 0,48 \left[ \frac{m}{s} \right]$
- $T_{inlet} = 19,2 \left[ ^\circ C \right]$
- $T_{amb} = 18,6 \left[ ^\circ C \right]$
- $h_i = 8,1 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$
- $I_e = 140 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$
- $h_e = 4,955 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$



Na podstawie pomierzonej wartości natężenia promieniowania słonecznego zgodnie ze wzorem (16) wyznaczono temperaturę słoneczną. Natomiast na podstawie przedstawionych wyliczeń w rozdz. 6.2 wyznaczono temperaturę słoneczną na każdą powierzchnie poziomą. Do walidacji przyjęto okres bezwietrzny ( $V_{wind} = 0 \text{ m/s}$ ), który wpłynął na wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła  $h_e$ . Ponieważ w dalszej części pracy rozpatrywana będzie zmiana prędkości przepływu powietrza i temperatury, dlatego te wielkości poddano szczegółowej analizie. Uzyskane wyniki wskazują na nieliniowe zależności pomiędzy gęstością siatki a rozpatrywanymi parametrami (Rys.65 i 66).

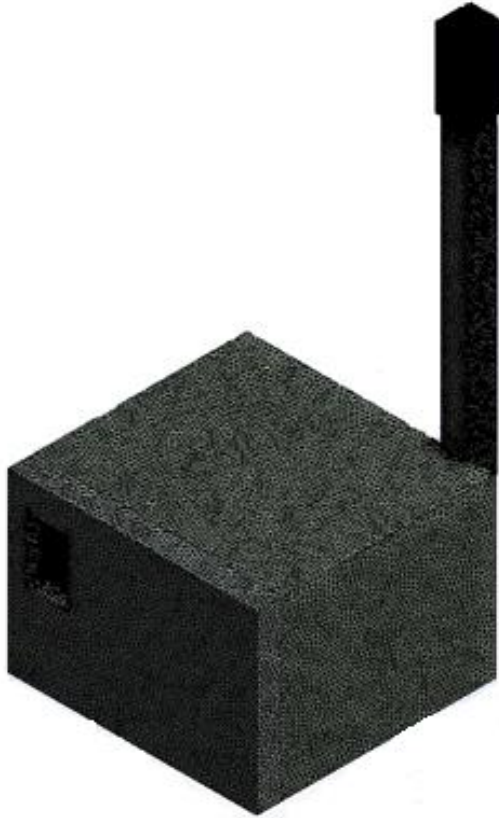


Rys.65. Wpływ siatki w modelu numerycznym i prędkości przepływu powietrza



Rys.66. Wpływ siatki w modelu numerycznym i temperatury powietrza

Wpływ dokładności wyników na jakość siatki wyznaczono dla 7 przypadków. Symulacje numeryczne w CFD rozpoczęto od 95 838 węzłów a zakończono na 1 227 118 węzłach. Wyniki pokazały, że wzrost ilości węzłów z 95 838 na 1 227 118 ma zasadniczy wpływ na uzyskany wynik, gdyż różnice w otrzymanych wartościach prędkości sięgają prawie 50% (V3: 48% i V4: 49%). Na podstawie powyższych analiz zauważono, że dopiero liczba węzłów równa 1 185 428 stabilizuje zmienność uzyskiwanych wyników. W związku z tym szczegółowej analizie poddano dokładność wyników dla 2 przypadków: 1 185 428 i 1 227 118 ilości węzłów. Uzyskane wyniki pokazały, że pomiędzy największą rozpatrywaną ilością węzłów a wartością 1 185 428 jest różnica w otrzymanych wartościach prędkości na poziomie 0,5% (V3: 0,2% i V4: 0,5%). W związku z tym do walidacji przyjęto model o wielkości węzłów równym: 1 185 428. Stwierdzając tym samym, że jakość tej siatki może zapewnić dostatecznie dobre rozwiązania. Model numeryczny z przyjętą siatką został przedstawiony na Rys.67.



Rys.67. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP II

Czas i ilość iteracji w celu uzyskania zbieżności modelu był analogiczny jak w typie I. Do wszystkich symulacji wykorzystano ten sam komputer.

#### **6.4.2. Założenia wykorzystywane w analizie CFD**

Istotnymi parametrami określającymi dokładność symulacji CFD są m.in. zaprojektowana siatka, wybrany model turbulencji oraz przyścienna funkcja ściany itp. W celu sprawdzenia, czy zaprojektowany model CFD jest realistyczny należy walidować otrzymane wyniki z badaniami doświadczalnymi. Analiza otrzymanych wyników numerycznych jednoznacznie wykazała bardzo dużą zgodność wyników otrzymanych na drodze numerycznej z wynikami eksperymentalnymi. Analizę CFD pomieszczenia wraz z kanałem wentylacyjnym wykonano przy następujących założeniach:

- Płyn jest ściśliwy
- Właściwości płynu są stałe

- Przepływ płynu jest przepływem turbulentnym
- Zastosowany model turbulencji zawiera standardową definicję opisu warstwy przyściennej
- Pominięto chropowatość kanału
- Założono brak poślizgu płynu

Model walidowano w oparciu o 4 punkty pomiarowe w układzie wentylacyjnym (pomieszczenie + kanał), w których ulokowane były czujniki. Charakterystyka punktów, w których prowadzono pomiary:

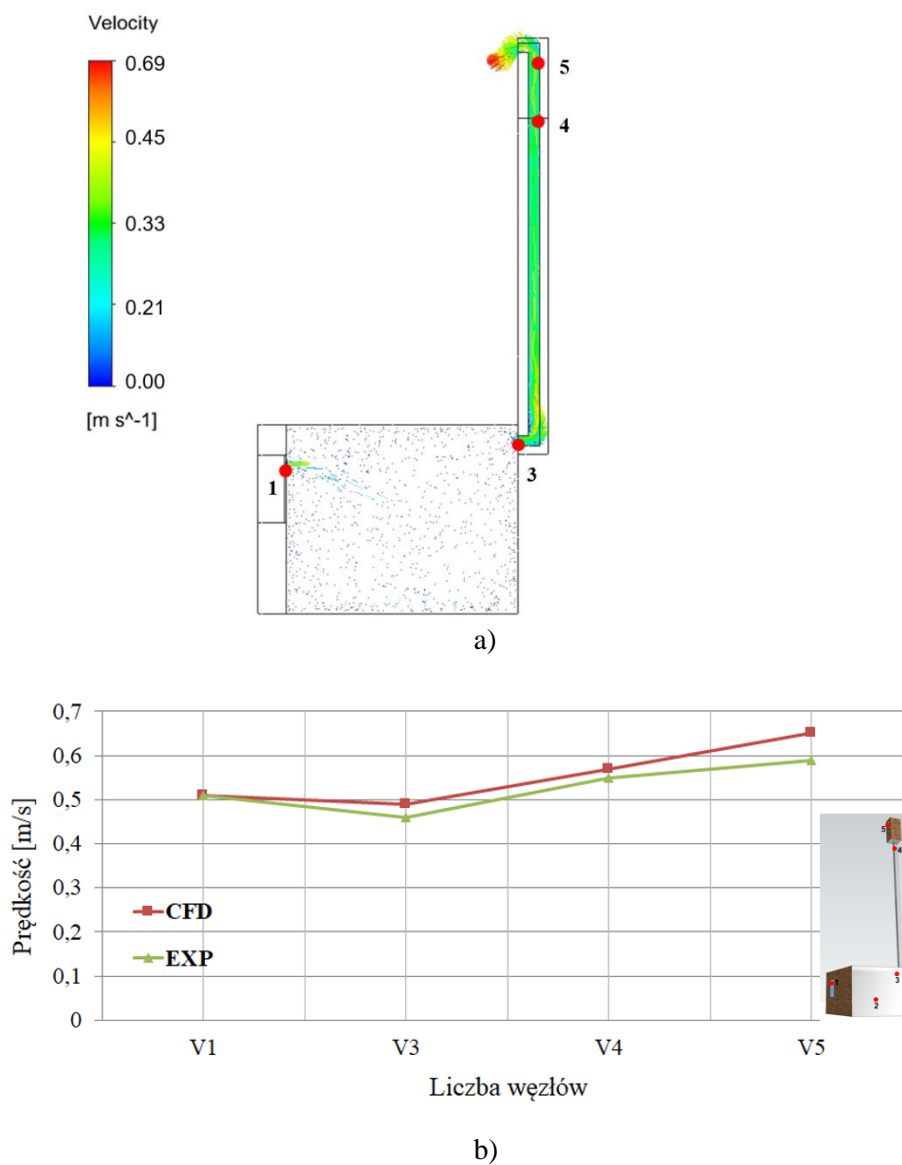
1. Wlot do pomieszczenia
2. Wlot do kanału wentylacyjnego
3. Kanał wentylacyjny
4. Wylot z kanału wentylacyjnego

#### 6.4.2.1. Walidacja modelu TYP I

W celu sprawdzenia poprawności przeprowadzonych obliczeń numerycznych dokonano porównania ich rezultatu z danymi eksperymentalnymi. Na poniżej zamieszczonych rysunkach porównane zostały: prędkość przepływu powietrza oraz temperatura. Do analizy numerycznej zastosowano następujące warunki brzegowe odpowiadające pomiarom doświadczalnym:

- $u_{inlet} = 0.51 \left[ \frac{m}{s} \right]$
- $T_{inlet} = 18.8 \left[ ^\circ C \right]$
- $T_{amb} = 17.9 \left[ ^\circ C \right]$
- $V_{wind} = 0 \left[ m/s \right]$
- $h_i = 8.1 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$
- $I_e = 102 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$
- $h_e = 4.955 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

Do walidacji pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym i kominem tradycyjnym przyjęto moment pomiaru dniowego na przełomie sierpnia i września. Na Rys.68. przedstawiającym pomiar prędkości przepływu powietrza w punktach charakterystycznych. Wyniki z analizy CFD (oznaczone kolorem czerwonym) różniły się o 3% od wyników uzyskanych doświadczalnie (oznaczone kolorem zielonym). Charakter uzyskanych krzywych jest do siebie zbliżony, w związku z tym uzyskany wynik numeryczny uznano, jako zbieżny z badaniami doświadczalnymi. Model numeryczny został wykorzystany do parametryzacji opisanej w pkt. 6.5.

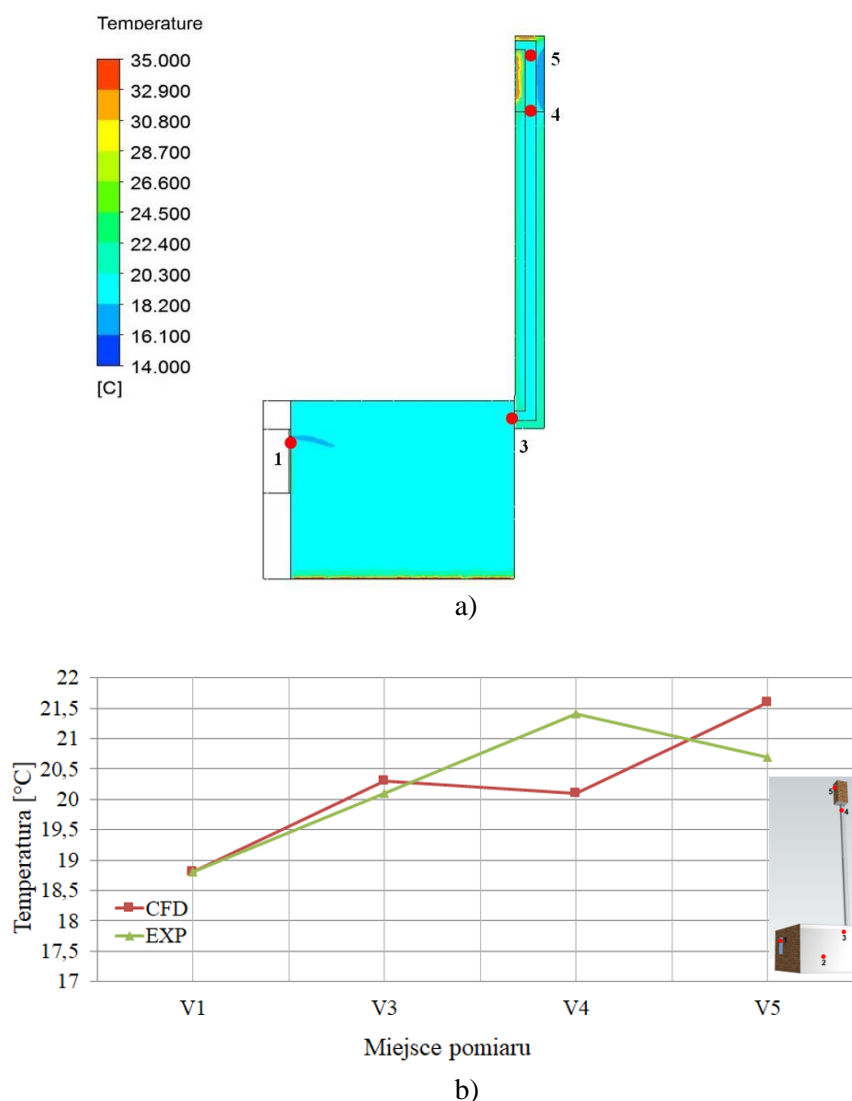


Rys.68. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP I: a) przewidywany rozkład prędkości przepływu powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru

Do walidacji pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym i kominem tradycyjnym przyjęto moment pomiaru dniowego na przełomie sierpnia i września. Na Rys.69 przedstawiającym pomiar temperatury powietrza w punktach charakterystycznych. Wyniki z analizy CFD (oznaczone kolorem czerwonym) różniły się o kilka procent od wyników uzyskanych doświadczalnie (oznaczone

kolorem zielonym). Największą różnicę pomiaru zanotowano w kanale (punkt nr 4). Różnica pomiędzy wynikiem doświadczalnym a CFD wynosiła 7%. Jak wynika z Rys.69 charakter uzyskanych krzywych różnił się w punkcie pomiaru nr 4, wykresy się ze sobą przecinają.

W związku z tym, że różnica wynosiła kilka procent uzyskany wynik numeryczny uznano, jako zbliżony z badaniami doświadczalnymi. Model numeryczny został wykorzystany do parametryzacji opisanej w pkt. 6.5.



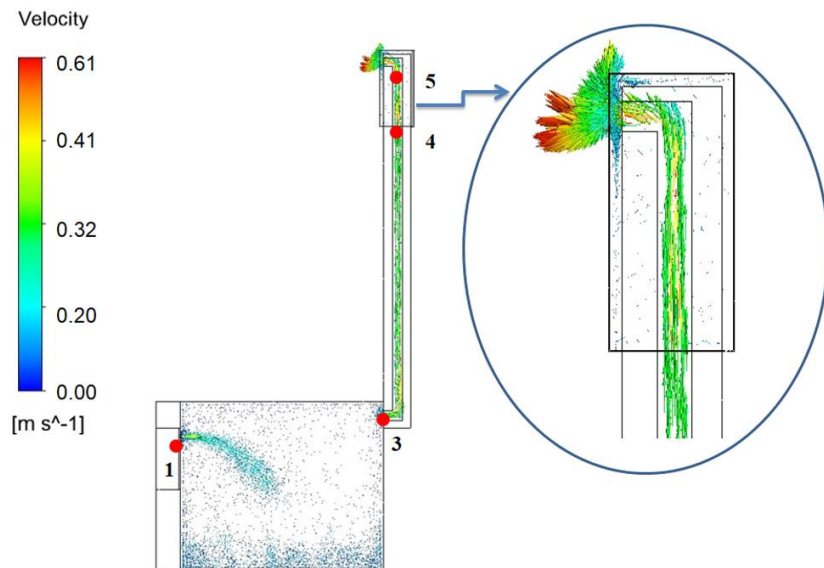
Rys.69. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP I: a) przewidywany rozkład temperatury powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru

#### 6.4.2.2. Walidacja modelu TYP II

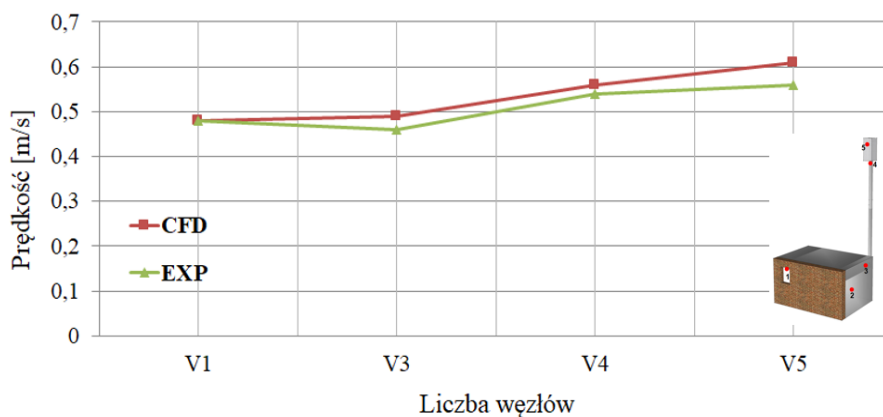
W celu sprawdzenia poprawności przeprowadzonych obliczeń numerycznych dokonano porównania ich rezultatu z danymi eksperymentalnymi. Na poniżej zamieszczonych rysunkach porównane zostały: prędkość przepływu powietrza oraz temperatura. Do analizy numerycznej zastosowano następujące warunki brzegowe odpowiadające pomiarom doświadczalnym:

- $u_{inlet} = 0.48 \left[ \frac{m}{s} \right]$
- $T_{inlet} = 19.2 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- $V_{wind} = 0 \text{ [m/s]}$
- $T_{amb} = 18.6 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- $h_i = 8.1 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$
- $I_e = 140 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$
- $h_e = 4.955 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

Do walidacji pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym i kominem słonecznym przyjęto moment pomiaru dziowego na przełomie września i października. Na (Rys.70) przedstawiającym pomiar prędkości przepływu powietrza w punktach charakterystycznych. Wyniki z analizy CFD (oznaczone kolorem czerwonym) różniły się o 1% od wyników uzyskanych doświadczalnie (oznaczone kolorem zielonym). Charakter uzyskanych krzywych jest do siebie zbliżony, w związku z tym uzyskany wynik numeryczny uznano, jako zbieżny z badaniami doświadczalnymi. Model numeryczny został wykorzystany do parametryzacji opisanej w pkt. 6.5.



a)



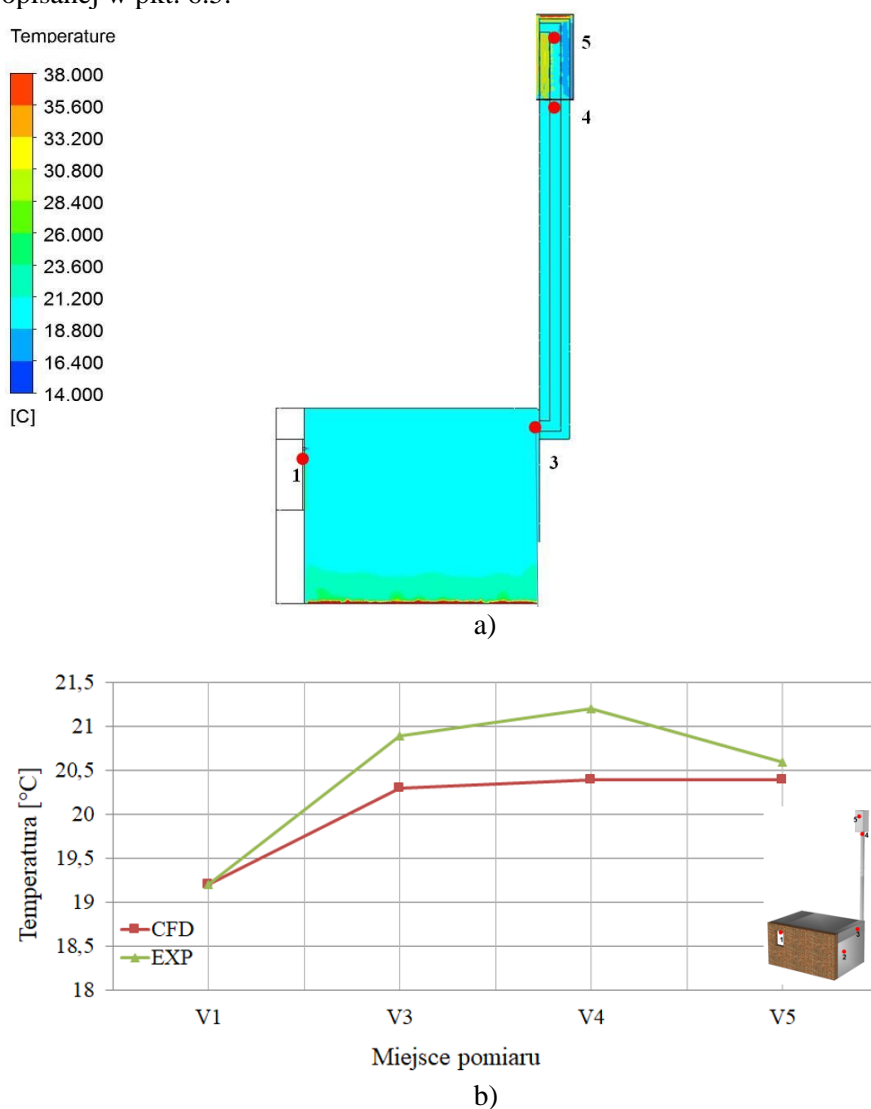
b)

Rys.70. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP II: a) przewidywany rozkład prędkości przepływu powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru

Do walidacji pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym i kominem słonecznym przyjęto moment pomiaru dniowego na przełomie września i października. Na (Rys.71) przedstawiającym pomiar temperatury powietrza w punktach charakterystycznych. Wyniki z analizy CFD (oznaczone kolorem czerwonym) różniły się o kilka procent od wyników uzyskanych doświadczalnie (oznaczone



kolorem zielonym). Największą różnicę pomiaru zanotowano w kanale (punkt nr 4). Różnica pomiędzy wynikiem doświadczalnym a CFD wynosiła 5%. Jak wynika z Rys.71 charakter uzyskanych krzywych różnił się w punktach pomiaru nr 3 i 4 natomiast charakter wykresu był ze sobą zbieżny. W związku z tym, uzyskany wynik numeryczny uznano, jako zbieżny z badaniami doświadczalnymi. Model numeryczny został wykorzystany do parametryzacji opisanej w pkt. 6.5.



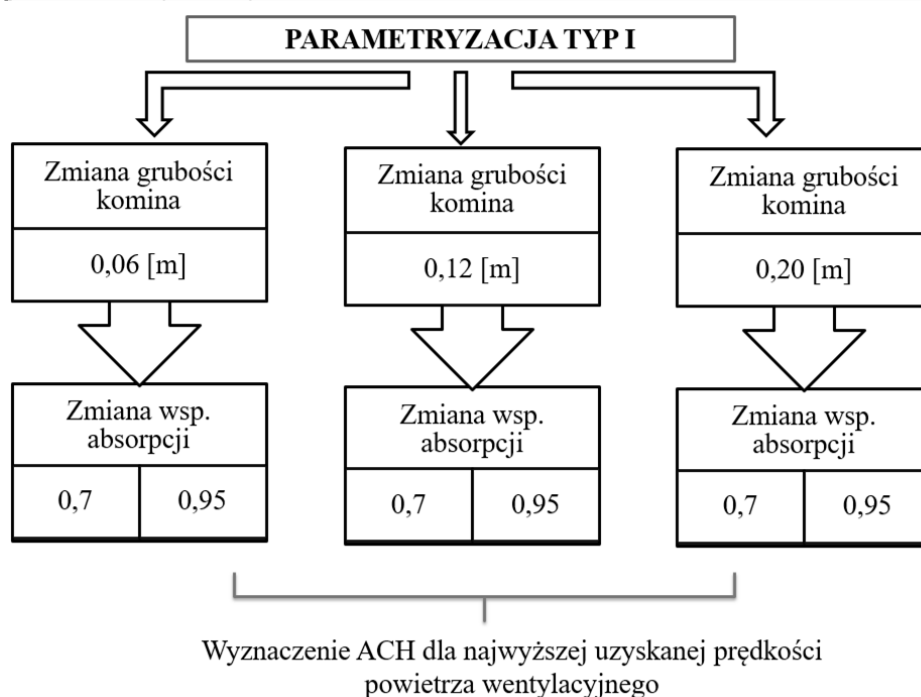
Rys.71. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP II: a) przewidywany rozkład temperatury powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru

## 6.5. PARAMETRYZACJA MODELI NUMERYCZNYCH

Analizę parametryczną podzielono na kilka części w zależności od badanego typu komina. W każdej parametryzacji sprawdzano zmianę prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale, jako kryterium poprawy efektu kominowego. Wszystkie symulacje parametryczne zostały przeprowadzone w warunkach ustalonych.

### 6.5.1. Ocieplenie komina TYP I

Analiza parametryczna polegała na sprawdzeniu prędkości przepływu powietrza wentylacyjnego w zależności od zmiany grubości ocieplenia (części wystającej ponad połac dachową). W związku z powyższym analizę przeprowadzono dla trzech grubości ocieplenia komina (0 – bez ocieplenia wartość referencyjna, 6 cm, 12 cm i 20 cm). Dla każdej grubości ocieplenia komina przeprowadzono analizę wpływu współczynnika absorpcji na prędkość powietrza wentylacyjnego w kanale. Wynikiem końcowym parametryzacji było określenie wydajności wentylacji grawitacyjnej poprzez wyznaczenia wartości ACH (krotność wymiany powietrza) dla całego układu wentylacyjnego dla różnych współczynników absorpcji  $\alpha$ . Sposób prowadzenia parametryzacji został przedstawiony na (Rys.72).

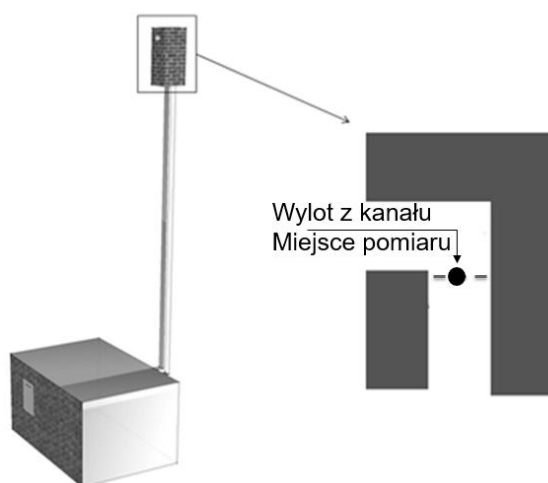


Rys.72. Sposób prowadzenia parametryzacji dla komina tradycyjnego - TYP I

Analizy numeryczne przeprowadzono dla warunków klimatu zewnętrznego odpowiadającego warunkom przyjętym do walidacji modelu (TYP I), różnice podczas parametryzacji modelu polegały na uwzględnieniu różnych współczynników absorpcji  $\alpha=0,7$  lub  $\alpha=0,95$ :

- $u_{inlet} = 0.51 \left[ \frac{m}{s} \right]$
- $T_{inlet} = 18.8 \left[ ^\circ C \right]$
- $T_{amb} = 17.9 \left[ ^\circ C \right]$
- $V_{wind} = 0 \left[ m/s \right]$
- $h_i = 8.1 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$
- $I_e = 112 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$
- $h_e = 4.955 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

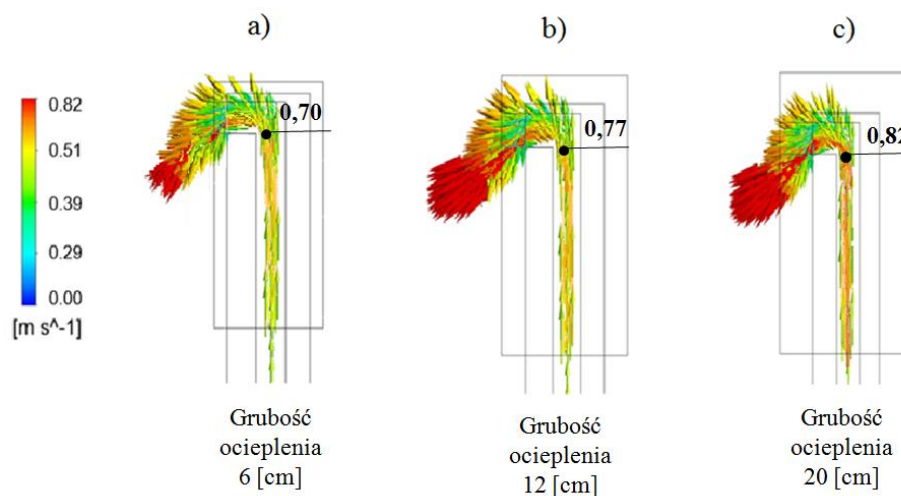
Wpływ zmiany grubości ocieplenia analizowano poprzez pomiar prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału (Rys.73)



Rys.73. Miejsce pomiaru powietrza wentylacyjnego przyjętego do analizy parametrycznej

Analiza numeryczna zmiany grubości ocieplenia kanału wyrażona poprzez profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale w zależności od współczynnika absorpcji, kształtuje się następująco:

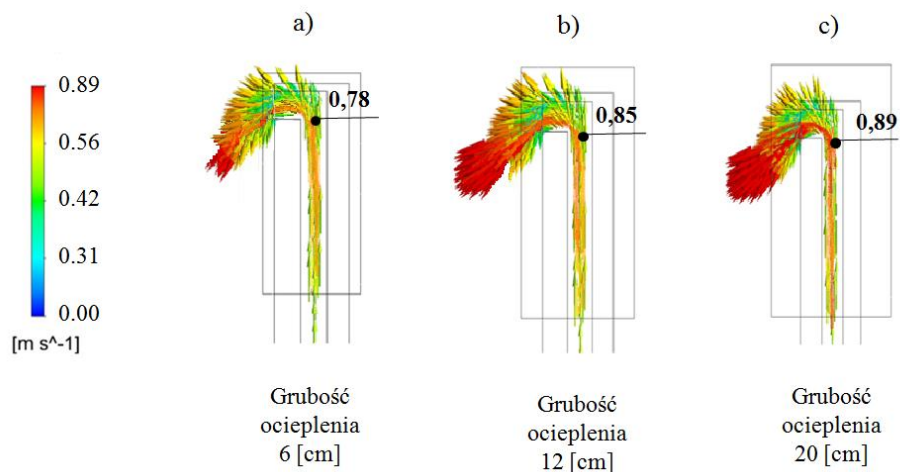
- I. Na (Rys.74) przedstawiono profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale dla wartości współczynnika  $\alpha=0,7$



Rys.74. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany grubości ocieplenia dla wartości współczynnika absorpcji  $\alpha=0,7$

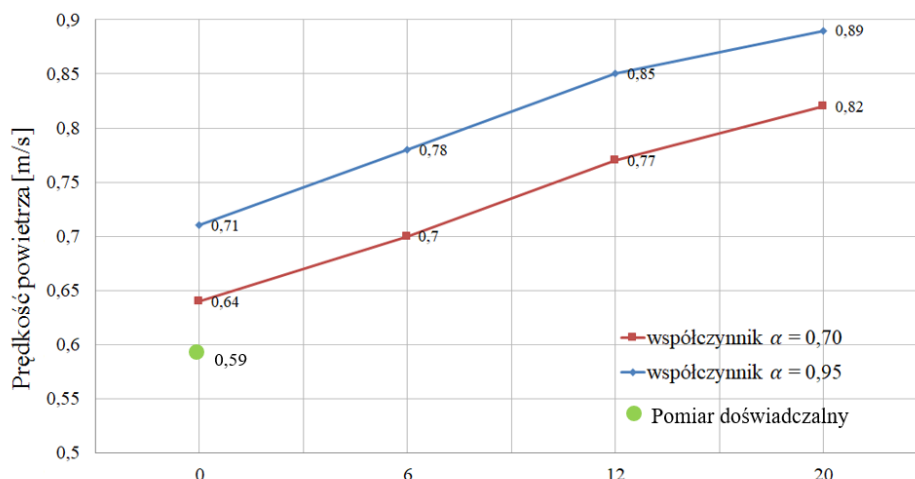
Analiza numeryczna zmiany grubości ocieplenia kanału wyrażona poprzez profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale w zależności od współczynnika absorpcji, kształtuje się następująco:

II. Na (Rys.75) przedstawiono profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale dla wartości współczynnika  $\alpha=0,95$



Rys.75. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany grubości ocieplenia dla wartości współczynnika absorpcji  $\alpha=0,95$

Wyniki z analizy numerycznej uwzględniającej zmianę grubości ocieplenia kanału wentylacyjnego przedstawia się w sposób następujący (Rys.76).



Zmiana grubości ocieplenia

Rys.76. Profil prędkości przepływu powietrza na wylocie z kanału wentylacyjnego przy uwzględnieniu różnych grubości ocieplenia kanału

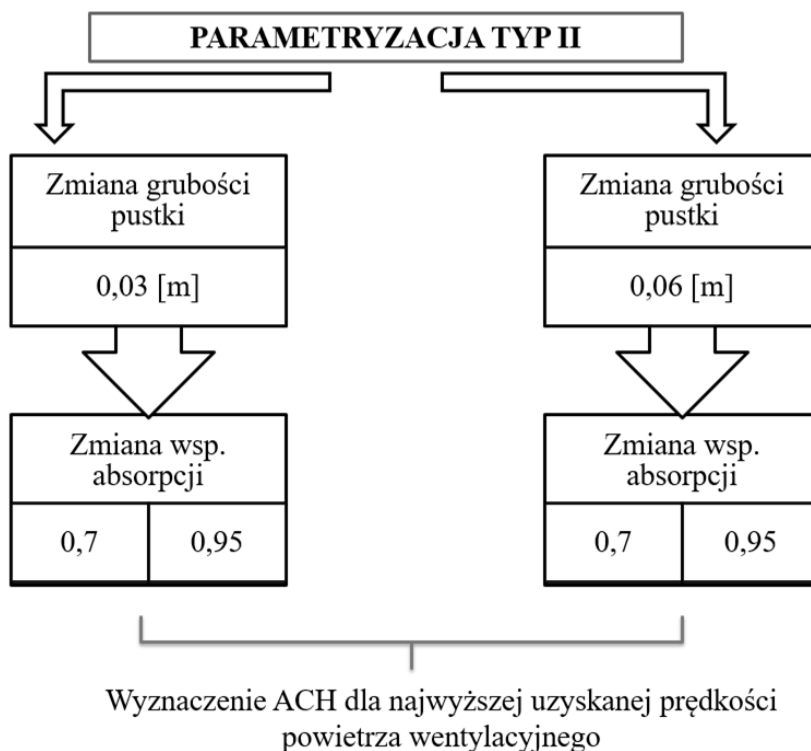
Średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału (Rys.76) dla wartości referencyjnej (bez ocieplenia) wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,64$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,71$  m/s przy czym wartość uzyskana z pomiarów doświadczalnych wynosiła  $V=0,59$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla wartości referencyjnej spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 11%. Odpowiednio dla grubości ocieplenia 6 cm średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,70$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,78$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla grubości ocieplenia 6 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 11,50%. Odpowiednio dla grubości ocieplenia 12 cm średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,77$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,85$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla grubości ocieplenia 12 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 10,40%. Odpowiednio dla grubości ocieplenia 20 cm średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,82$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,89$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla grubości

ocieplenia 20 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 8,50%.

Na podstawie analizy numerycznej zauważono, że ocieplenie komina 20 cm termoizolacją zwiększy prędkość powietrza w kanale o ok 28%. Natomiast ocieplenie komina 20 cm termoizolacją i pomalowanie jej na czarno zwiększy prędkość powietrza w kanale nawet o ok 40% (Rys.76).

### 6.5.2. Zmiana szerokości pustki komina TYP II

Analizę parametryczną rozpoczęto od sprawdzenia prędkości przepływu powietrza wentylacyjnego w zależności od zmiany szerokości pustki w kominie słonecznym (części wystającej ponad połac dachową). W związku z powyższym analizę przeprowadzono dla trzech szerokości pustki w kominie (4 cm – wartość referencyjna, 3 cm i 6 cm). Dla każdej szerokości pustki w kominie przeprowadzono analizę wpływu współczynnika absorpcji na prędkość powietrza wentylacyjnego w kanale. Wynikiem końcowym parametryzacji było określenie wydajności wentylacji naturalnej poprzez wyznaczenia największej wartości ACH (krotność wymiany powietrza) dla całego układu wentylacyjnego. Sposób prowadzenia parametryzacji został przedstawiony na (Rys.77).

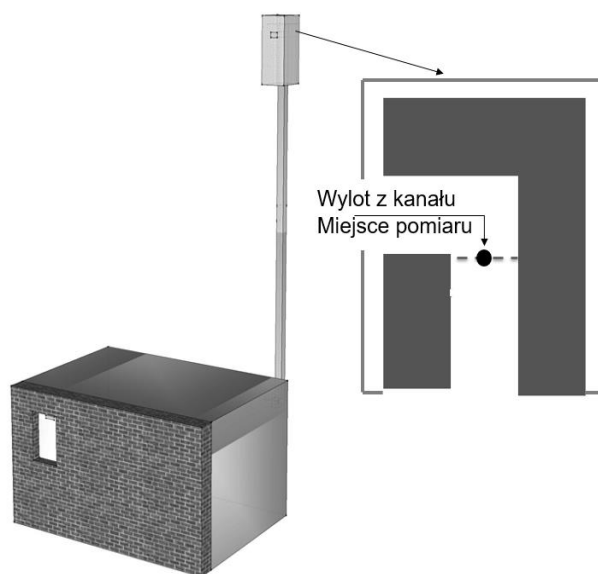


Rys.77. Sposób prowadzenia parametryzacji dla komina słonecznego - TYP II

Analizy numeryczne przeprowadzono dla warunków klimatu zewnętrznego odpowiadającego warunkom przyjętym do walidacji modelu (TYP II), różnice podczas parametryzacji modelu polegały na uwzględnieniu różnych współczynników absorpcji  $\alpha=0,7$  lub  $\alpha=0,95$ :

- $u_{inlet} = 0.48 \left[ \frac{m}{s} \right]$
- $T_{inlet} = 19.2 \left[ ^\circ C \right]$
- $V_{wind} = 0 \left[ m/s \right]$
- $T_{amb} = 18.6 \left[ ^\circ C \right]$
- $h_i = 8.1 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$
- $I_e = 140 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$
- $h_e = 4.955 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

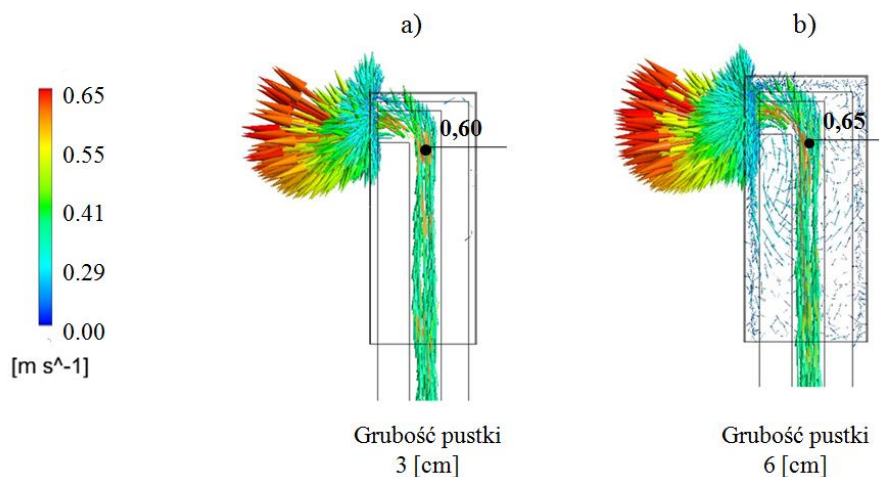
Wpływ zmiany szerokości pustki analizowano poprzez pomiar prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału (Rys.78)



Rys.78. Miejsce pomiaru powietrza wentylacyjnego przyjętego do analizy parametrycznej

Analiza numeryczna zmiany szerokości pustki wyrażona poprzez profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale w zależności od współczynnika absorpcji, kształtuje się następująco:

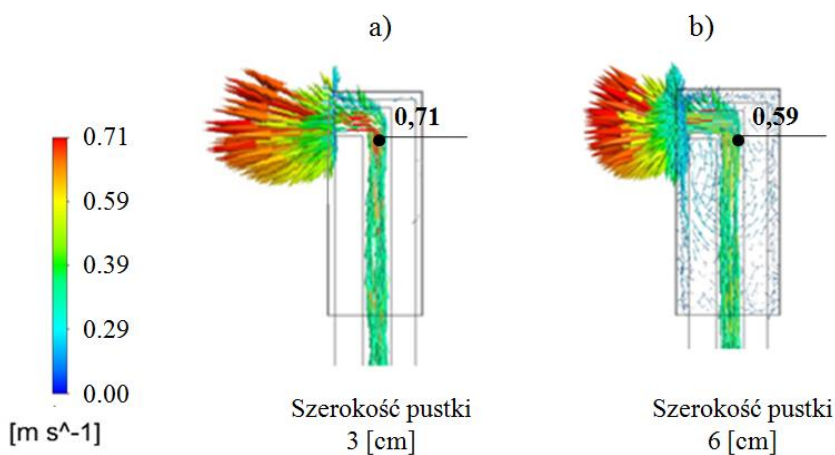
- I. Na Rys.79 przedstawiono profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale dla wartości współczynnika  $\alpha=0,7$



Rys.79. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany szerokości pustki powietrznej dla wartości współczynnika  $\alpha = 0,7$

Analiza numeryczna zmiany szerokości pustki wyrażona poprzez profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale w zależności od współczynnika absorpcji, kształtuje się następująco:

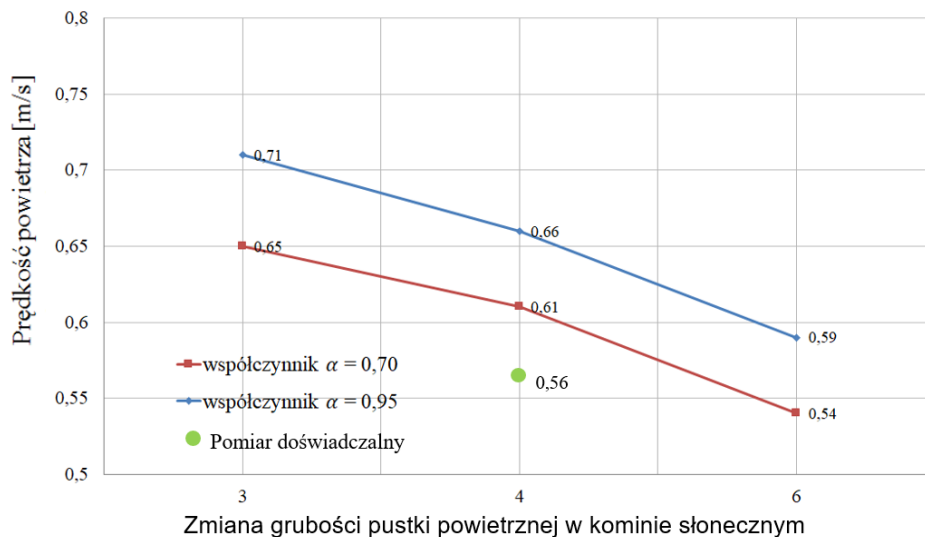
- II. Na Rys.80 przedstawiono profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale dla wartości współczynnika  $\alpha = 0,95$



Rys.80. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany szerokości pustki powietrznej dla wartości współczynnika  $\alpha = 0,95$

Wyniki z analizy numerycznej uwzględniającej zmianę grubości ocieplenia kanału wentylacyjnego przedstawia się w sposób następujący (Rys.81).





Rys.81. Profil prędkości przepływu powietrza na wylocie z kanału wentylacyjnego przy uwzględnieniu różnych grubości ocieplenia kanału

Średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału (Rys.81) dla wartości referencyjnej (z 4 cm pustką powietrzną) wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,61$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,66$  m/s przy czym wartość uzyskana z pomiarów doświadczalnych wynosiła  $V=0,56$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla wartości referencyjnej spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 8%. Odpowiednio dla grubości pustki 3 cm średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,65$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,71$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla grubości pustki 3 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 9%. Odpowiednio dla grubości pustki 6 cm średnia wartość prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału wynosiła dla współczynnika  $\alpha = 0,70$  prędkość  $V=0,54$  m/s, natomiast dla współczynnika  $\alpha = 0,95$  prędkość  $V=0,59$  m/s. Zmiana współczynnika absorpcji dla grubości pustki 6cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 9%. Na podstawie analizy numerycznej zauważono, że zwiększenie pustki powietrznej z 4 cm do 6 cm zmniejszyło prędkość powietrza w kanale o ok 12%. Natomiast zmniejszenie pustki powietrznej z 4 cm do 3 cm spowodowało zwiększenie prędkość powietrza w kanale o ok 7%. Z kolei pomalowanie transparentnej przesłony komina słonecznego na czarno i zmniejszenie pustki powietrznej z 4 cm na 3 cm spowodowało zwiększenie prędkość powietrza w kanale nawet o ok 16%.

### 6.5.3. Efekt skali

Z przeprowadzonych badań wynika, że wzrost wydajności wentylacji grawitacyjnej ACH jest wprost proporcjonalna do zmiany grubości ocieplenia komina ponad połacią dachową. Z kolei w przypadku różnych grubości pustki powietrznej zauważamy wprost proporcjonalny spadek wartości ACH do wzrostu grubości pustki.

Na podstawie uzyskanych wyników można wnioskować, że dla kominów o różnych przekrojach i wysokościach uzyskamy podobną zależność. Potwierdzają to badania [90], w których w celu wzmocnienia efektu kominowego dla komina o wymiarach zewnętrznych  $0,47 \text{ m} \times 1,75 \text{ m}$  i wysokości  $1,46 \text{ m}$  dodano styropian o gr.  $10 \text{ cm}$ . Dla takich parametrów komina i wylocie powietrza o przekroju  $0,062 \text{ m}^2$  badacze uzyskali wartość strumienia objętości powietrza równy  $0,023 \text{ m}^3/\text{s}$ . Natomiast badania własne wykazały, że przy wylocie powietrza o przekroju  $0,0196 \text{ m}^2$  i styropianie o grubości  $12 \text{ cm}$  wartość strumienia objętości powietrza wyniósł  $0,017 \text{ m}^3/\text{s}$ . Dla trzy krotnie większego przekroju kratki wentylacyjnej strumień objętości powietrza wzrósł o  $30\%$ .

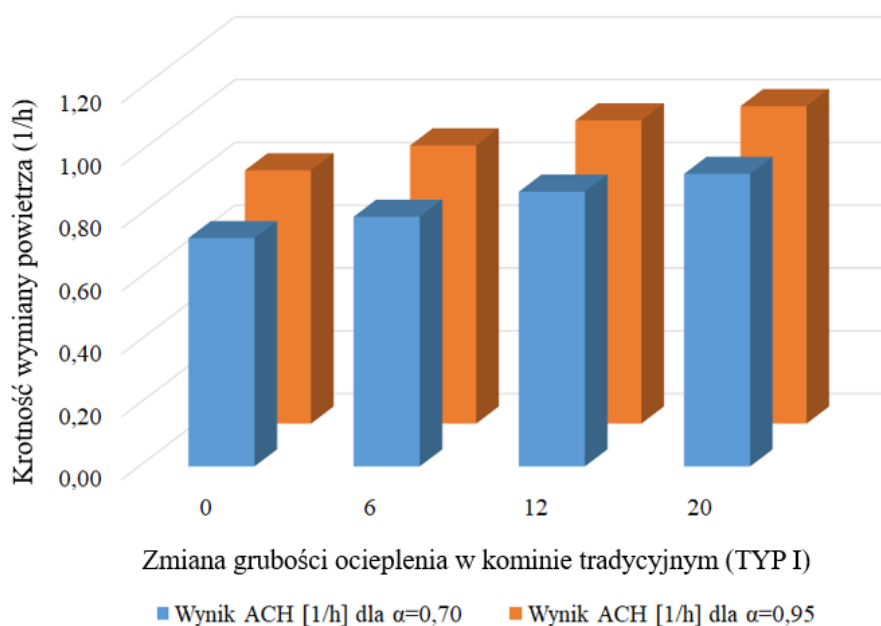
Natomiast [75] przedstawili mechanizm działania kominów słonecznych w trzech różnych budynkach usytuowanych w różnych miejscach w Ameryce Północnej. Na podstawie badań wykazali, że wraz ze wzrostem pustki powietrznej spada przepływ powietrza w kanale wentylacyjnym. Dla pustki powietrznej o grubości  $30 \text{ cm}$  autorzy uzyskali wartość strumienia objętości powietrza równy  $0,105 \text{ m}^3/\text{s}$ , natomiast badania własne wykazały, że dla pustki o grubości  $3 \text{ cm}$  wartość strumienia objętości powietrza wyniósł  $0,013 \text{ m}^3/\text{s}$ . Dla dziesięciokrotnie większej pustki powietrznej strumień objętości powietrza wzrósł o  $100\%$ .

Powyższa analiza koncentruje się tylko na różnych wymiarach geometrycznych komina, nie uwzględnia się innych czynników takich jak: lokalizacja, czy ukształtowanie terenu. Badania własne uwzględniły natomiast zewnętrzne parametry klimatu poprzez zbudowaną stację klimatyczną.

### 6.5.4. Podsumowanie wyników numerycznych

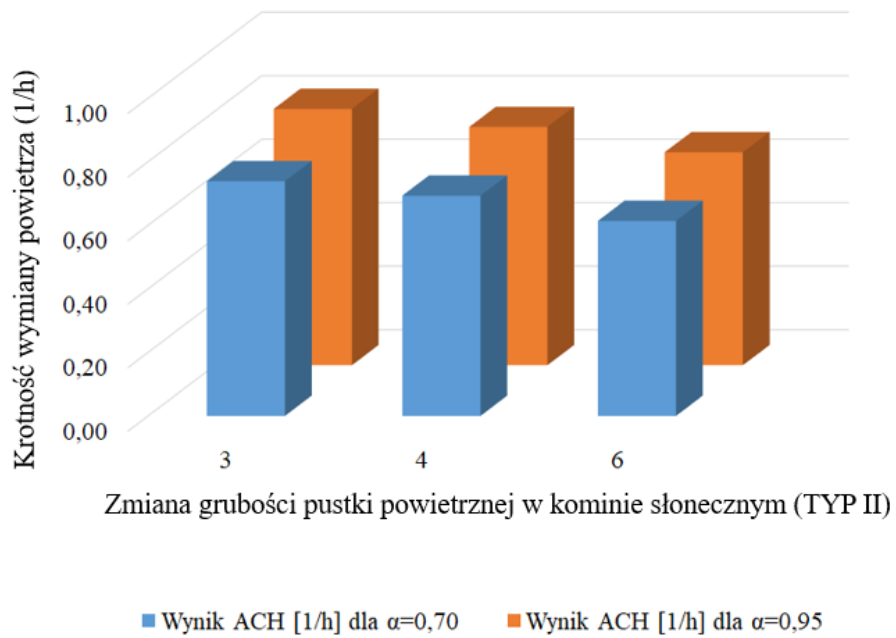
Analizując wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla różnych grubości ocieplenia w kominie tradycyjnym i w przypadku zmiany współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) zanotowano wzrost ACH dla wartości referencyjnej (bez ocieplenia) o ok.  $0,08 \text{ 1/h}$ . Dla grubości ocieplenia  $6 \text{ cm}$  o ok.  $0,09 \text{ 1/h}$ . Dla grubości ocieplenia  $12 \text{ cm}$  również o ok.  $0,09 \text{ 1/h}$ . Natomiast dla grubości ocieplenia  $20 \text{ cm}$  o ok.  $0,08 \text{ 1/h}$  (Rys.82). Najwyższą wartość ACH uzyskano dla grubości ocieplenia  $12 \text{ cm}$  i z kominem pomalowanym na czarno,

czyli w przypadku najwyższej absorpcyjności, wówczas  $ACH = 1,01$  1/h. Natomiast najniższą wartość  $ACH$  uzyskano dla kominia bez ocieplenia i z niską absorpcyjnością  $ACH = 0,73$  1/h (Rys.82).



Rys.82. Wydajność wentylacji grawitacyjnej ( $ACH$ ) dla różnych grubości ocieplenia w kominie tradycyjnym

Analizując wydajność wentylacji grawitacyjnej ( $ACH$ ) dla różnych szerokości pustki powietrznej w kominie słonecznym i w przypadku zmiany współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) zanotowano wzrost  $ACH$  dla wartości referencyjnej (z 4 cm pustką powietrzną) o ok. 0,06 1/h. Dla grubości pustki 3 cm o ok. 0,07 1/h. Natomiast dla grubości pustki 6cm również o ok. 0,06 1/h (Rys.83). Najwyższą wartość  $ACH$  uzyskano dla grubości pustki 3 cm i z kominem pomalowanym na czarno, czyli w przypadku najwyższej absorpcyjności, wówczas  $ACH = 0,81$  1/h. Natomiast najniższą wartość  $ACH$  uzyskano dla grubości pustki 6 cm i z niską absorpcyjnością  $ACH = 0,61$  1/h (Rys.83).



Rys.83. Wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla różnych szerokości pustki powietrznej w kominie słonecznym

## 7. PRAKTYCZNE EFEKTY ZASTOSOWANYCH ROZWIĄZAŃ POPRAWIAJĄCYCH CIĄG KOMINOWY

Częstym problemem w wentylacji grawitacyjnej są zaburzenia siły ciągu w kanałach wentylacyjnych. Wpływa to na brak odpowiedniej wymiany powietrza w budynku, co skutkuje zawilgoceniem i złą jakością powietrza. Jak wiadomo wpływa to przede wszystkim negatywnie na samopoczucie i zdrowie ludzi. W związku z występowaniem zjawiska osłabienia ciągu kominowego w budynkach, w artykule zaproponowano techniczne rozwiązania wzmocnienia ciągu. Zaproponowane rozwiązania wzmacniające ciąg w kominie to:

- komin słoneczny
- nasada kominowa

Poniżej przeprowadzono analizę techniczną i ekonomiczną zastosowanych rozwiązań poprawiających ciąg kominowy. W części technicznej przeanalizowano sposób wytworzenia i dostępność, natomiast w części ekonomicznej sprawdzono koszty wytworzenia i montażu, a także eksploatacji budynku z nasadą kominową.

Do oceny efektywności zastosowanych rozwiązań poprawiających ciąg kominowy w systemie wentylacyjnym wykorzystano następujące czynniki:

- a) dostępność technologii,
- b) koszt materiałów i robocizny,
- c) czas wykonania
- d) walory estetyczne

Na podstawie powyższych czynników poddano ocenie zastosowane metody poprawiające ciąg kominowy. Do oceny wykorzystano pięciostopniową skalę, gdzie: 1 – oznacza najslabszą ocenę, a 5 – oznacza najlepszą ocenę.

### 7.1. KOMIN SŁONECZNY

Komin słoneczny w tym przypadku zbudowany jest z dwóch zasadniczych instalacji: powietrznego kolektora słonecznego i komina wentylacyjnego zbudowanego z cegły ceramicznej. W ujęciu tabelarycznym przedstawiono efektywność zastosowanego rozwiązania Tabela 9.

**Tabela 9:** Ocena własna zastosowanego rozwiązania wzmacniającego ciąg kominowy

Czynnik	Komentarz	Ocena
Dostępność technologii	Do budowy komina słonecznego zastosowano typowe, ogólnodostępne materiały budowlane. Do budowy przegrody transparentnej zastosowano	4

	pleksi bezbarwną o grubości 4 mm, ciętą na wymiar. Łączenia wykonano z drewnianych listewek o 3x3cm.	
Koszt materiałów i robocizny	Zakupiony materiał kosztował 320 zł, natomiast koszt złożenia a następnie prac montażowych wyliczono na 250 zł, co daje łączną kwotę 570 zł.	3
Czas wykonani	Czas złożenia konstrukcji zajął dwa dni robocze + jeden dzień na montaż.	3
Walory estetyczne	W tym przypadku od strony ulicy było dobrze widać konstrukcję obudowy kominu.	3
Suma punktów:		13

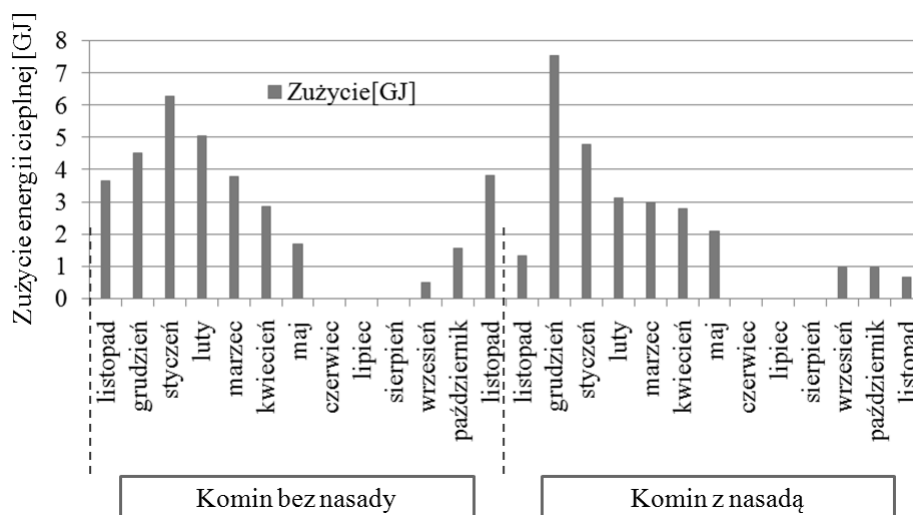
## 7.2. NASADA KOMINOWA

Wyróżnia się nasady kominowe pasywne lub aktywne z dodatkowym napędem elektrycznym. Nasady kominowe pasywne (np. obrotowe) są konstruowane w ten sposób, że przy niewielkiej już prędkości wiatru (>1 m/s) wytwarzają podciśnienie w wylocie z kanału kominowego utrzymując przy tym prawidłowy kierunek przepływu powietrza. W ujęciu tabelarycznym przedstawiono efektywność zastosowanego rozwiązania Tabela 10.

**Tabela 10:** Ocena zastosowanego rozwiązania wzmacniającego ciąg kominowy

Czynnik	Komentarz	Ocena
Dostępność technologii	Nasada kominowa jest ogólnie dostępnym produktem na rynku. Ze względu na jakość, cenę i przeznaczenie można wyróżnić kilkadziesiąt typów nasad kominowych. Bez wychodzenia z domu można poprzez rozmowę z doradcą technicznym wybrać odpowiedni typ nasady.	5
Koszt materiałów i robocizny	Koszt nasady kształtuje się w zależności od typu: nasady stałe kosztują 60–250 zł, samonastawne 170–450 zł, a obrotowe 180–500 zł. W tym przypadku wybrano nasadę obrotową, której koszt z montażem wyniósł 480 zł.	5
Czas wykonani	Element dostarczono i zamontowano w ciągu jednego dnia.	5
Walory estetyczne	W tym przypadku od strony ulicy również było dobrze widać zamontowaną nasadę na kominie.	3
Suma punktów:		18

W pracy porównano również wpływ nasady kominowej na właściwości grzewcze budynku. Na podstawie badań doświadczanych sprawdzono efektywność urządzenia poprzez porównanie zużycia energii cieplnej w budynku (Rys.84).



Rys.84. Porównanie zużycie energii cieplnej na ogrzewanie budynku.

Na podstawie wykresu (Rys.84) porównano wpływ nasady kominowej na zużycie energii cieplnej do ogrzewania. Do analizy przyjęto łącznie 24 miesiące, gdzie pierwsze 12 miesięcy przedstawia wynik bez nasady a kolejne 12 miesięcy to pomiar z zamontowaną nasadą kominową. Wyniki pokazały, że roczne zużycie energii cieplnej w pierwszym przypadku (bez nasady) wynosiło 33,74 [GJ], natomiast roczne zużycie energii cieplnej z nasadą kominową spadło do 27,21 [GJ]. Z przeprowadzonych doświadczeń wynika, że nasada kominowa dała oszczędność rzędu 6,53 [GJ]. Decyduje o tym fakt, iż nasada kominowa stale utrzymuje właściwy ciąg w kominie, zmniejszając go przy zbyt silnym wietrze, a podnosząc przy słabym, przez co warunki pracy instalacji zostają zbliżone do parametrów zdefiniowanych przez producenta. a dodatkowo komin pozostaje suchy na całej swojej długości. Wpływ nasady kominowej na stabilizację warunków przepływu powietrza widać na (Rys.84), gdzie w miesiącach wietrznych (marzec, październik, listopad) pomiary z nasadą zanotowały niższe zużycie energii cieplnej.

### **7.3. TENDENCJE W STOSOWANIU METOD POPRAWY SYSTEMU WENTYLACJI GRAWITACYJNEJ NA TERENIE WOJEWÓDZTWA POMORSKIEGO**

Przyglądając się budynkom jednorodzinnym jak i zamieszkania zbiorowego zauważono, że w strefie klimatu umiarkowanego typowego dla województwa pomorskiego do najbardziej popularnych metod poprawy wentylacji grawitacyjnej zalicza się nasadę kominową. Na podstawie obserwacji stwierdzono, że najbardziej popularną nasadą kominową stosowaną głównie w budownictwie wielorodzinnym jest nasada typu stałego (Rys.84). Urządzenie to jest najprostszym pod względem budowy typem nasady oraz najtańszym.



Rys.85. Nasada typu stałego. Budownictwo wielorodzinne Gdańsk, al. Legionów.

Wśród budownictwa jednorodzinnego zdarza się coraz częściej, że mieszkańcy decydują się na zastosowanie nasady typu obrotowego. Na podstawie obserwacji trudno stwierdzić, czy nasada posiada dodatkowo silnik (Rys.85).



Rys.86. Nasada kominowa typu obrotowego. Budynek jednorodzinny w zabudowie szeregowej Gdańsk, ul. M. Karłowicza.



Natomiast na podstawie pracy zawodowej zauważono, że w Gdańsku w budynkach komunalnych sprawdzana jest poprawność działania wentylacji grawitacyjnej. Na podstawie długoterminowych badań poligonowych z lokalną bazą klimatyczną sprawdza się działanie wentylacji grawitacyjnej w wybranych mieszkaniach. Takim przykładem jest osiedle komunalne przy ul. Kampinowskiej w Gdańsku. W budynku ze względu na ukształtowanie terenu (budynek położony na skarpie) dochodziło do zaburzenia wentylacji grawitacyjnej lub jej słabnięcia w związku z tym wykonano szereg badań in situ w celu zaproponowania najlepszego rozwiązania poprawiającego działanie wentylacji. W tym przypadku zastosowano nasadę kominową typu obrotowego bez dodatkowego silnika (Rys.86).



Rys.87. Nasada kominowa typu obrotowego. Budynek wielorodzinny (komunalny) Gdańsk, ul. Kampinowska

Podobne tendencje zauważono w Gdyni. Na podstawie obserwacji wizji lokalnej stwierdzono, że najczęściej mieszkańcy stosują nasadę kominową typu stałego. Natomiast zauważalna była również nasada typu obrotowego (Rys.87).



Rys.88. Nasada kominowa typu obrotowego oraz stałego. Budynek wielorodzinny Gdynia ul. Grażyny.

#### **7.4. PODSUMOWANIE WYNIKÓW**

W tym rozdziale przedstawiono efektywność zastosowanych rozwiązań pod względem ekonomicznym i technicznym a także przedstawiono tendencje w stosowaniu metod poprawiających wentylację grawitacyjną w województwie pomorskim. Na podstawie założonych czynników oceniono dwa rozwiązania poprawiające przepływ powietrza wentylacyjnego w budynkach. Największe różnice w punktacji odnotowano przy kosztach i czasie wykonania na korzyść nasady kominowej.

Technicznie:

- łatwiejsza w montażu jest nasada kominowa,
- dostępność rozwiązań technicznych jest większa w przypadku nasady.

Ekonomiczne:

- ze względu na dużą ilość firm zajmujących się produkcją nasad kominowych, nasady są tańszym rozwiązaniem poprawiającym ciąg kominowy.

Uzyskane wyniki wykazały, że pod względem zaangażowania jak najmniejszych zasobów zwłaszcza czasu i pieniędzy przewagę punktową uzyskuje nasada kominowa.

Na podstawie obserwacji nie zauważono innych niż nasada kominowa metod poprawiających sprawność wentylacji grawitacyjnej. Nasada kominowa jest ogólnie dostępnym produktem wraz z jej montażem, natomiast kominy słoneczne nie zostały skomercjalizowane co może mieć wpływ na wybór metody.

## 8. WNIOSKI

Tradycja budowlana i realia ekonomiczne w Polsce niezmiennie od lat preferują najtańszy z punktu widzenia inwestycyjnego system wentylacji, czyli wentylację grawitacyjną, która opiera się wyłącznie na siłach natury. Wentylacja grawitacyjna działa najlepiej, gdy temperatura na zewnątrz jest zdecydowanie niższa niż w budynku, jeśli jest zbliżona do tej we wnętrzu, siła ciągu w kanałach wentylacyjnych staje się zbyt mała, aby skutecznie usuwać powietrze z pomieszczeń. Często wentylacja grawitacyjna przestaje działać prawidłowo, gdy temperatura powietrza zewnętrznego przekracza 12 °C lub gdy mówimy o tzw. ciszy wiatrowej lub o tzw. słabym wietrze czyli sytuacji gdy prędkość wiatru jest mniejsza niż 3 [m/s].

Rozwiązania techniczne wzmacniające ciąg kominowy polegające na montażu obrotowej nasady kominowej (TYP III) oraz budowę tzw. komina słonecznego (TYP II) porównano z wynikami doświadczalnym przeprowadzonymi na kominie tradycyjnym (TYP I).

Przebadano okres wietrzny i bezwietrzny dla natężenia promieniowania słonecznego 0 [W/m<sup>2</sup>]. Badania doświadczalne wykazały, że w przypadku:

- TYPU I średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi ACH = 0,50 [1/h] w przypadku dni bezwietrznych, których jest ok 40% w ciągu roku (TRM dla Elbląga),
- TYPU I średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi ACH = 0,67 [1/h] w przypadku dni wietrznych, których jest ok 60% w ciągu roku (TRM dla Elbląga),
- TYPU II średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi ACH = 0,59 [1/h] w przypadku dni bezwietrznych co stanowi 18% wzrostu w stosunku do TYPU I,
- TYPU II średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi ACH = 0,69 [1/h] w przypadku dni wietrznych, co stanowi 3% wzrostu w stosunku do TYPU I,
- TYPU III średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi ACH = 0,60 [1/h] w przypadku dni bezwietrznych, co stanowi 20% wzrostu w stosunku do TYPU I,
- TYPU III średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi ACH = 0,85 [1/h] w przypadku dni wietrznych, co stanowi 27% wzrostu w stosunku do TYPU I.

Z przeprowadzonych badań wynika, że nasada kominowa typu obrotowego zwiększa wydajność wentylacji grawitacyjnej (dla założeń  $T_e > 12^\circ\text{C}$  i  $V_{wind} = 2-5$  m/s) w porównaniu z kominem bez nasady średnio o ok 27%. Natomiast dla

wartości maksymalnych nasada kominowa poprawiła ciąg w kanale wentylacyjnym nawet o ok.  $ACH = 0,40$  [1/h].

Przebadano także okres słoneczny i całkowitego zachmurzenia dla wiatru  $V_{wind} = 0$  m/s. Badania doświadczalne wykazały, że w przypadku:

- TYPU I średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi  $ACH = 0,61$  [1/h] w przypadku dni słonecznych, których jest ok 32% w ciągu roku,
- TYPU I średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi  $ACH = 0,53$  [1/h] w przypadku czasu bez słońca, których jest ok 68% w ciągu roku,
- TYPU II średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi  $ACH = 0,71$  [1/h] w przypadku dni słonecznych co stanowi 16% wzrostu w stosunku do TYPU I,
- TYPU II średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi  $ACH = 0,67$  [1/h] w przypadku czasu bez słońca, co stanowi 26% wzrostu w stosunku do TYPU I,
- TYPU III średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi  $ACH = 0,57$  [1/h] w przypadku dni słonecznych, co stanowi 7% spadku w stosunku do TYPU I,
- TYPU III średnia wartość wydajności wentylacji grawitacyjnej wynosi  $ACH = 0,55$  [1/h] w przypadku czasu bez słońca, co stanowi 3% wzrostu w stosunku do TYPU I.

W przypadku komina słonecznego (dla założeń  $T_e > 12^\circ\text{C}$ ,  $V_{wind} = 0-2$  m/s i  $I > 100$  W/m<sup>2</sup>) zauważalna jest poprawa  $ACH$  o 16% w stosunku do przypadku komina tradycyjnego (dla tych samych warunków klimatu zewnętrznego). Natomiast w przypadku wartości maksymalnych komin słoneczny poprawia ciąg w kanale wentylacyjnym o około  $ACH = 0,36$  [1/h].

Przeprowadzone badania wykazały, że dla wartości średnich uzyskanych podczas niekorzystnych warunków klimatu zewnętrznego najlepiej sprawdza się nasada kominowa, której wartość  $ACH$  nie spada poniżej 0,85 [1/h]. Warunkiem koniecznym w działaniu nasady kominowej jest niewielki nawet wiejący z prędkością nie mniejszą 2 m/s wiatr. Wychodząc z założenia, że w polskiej (zwłaszcza północnej) strefie klimatycznej najczęściej występującymi dniami w roku kalendarzowym są dni wietrzne, można stwierdzić, że nasada będzie bardziej efektywna w skali całego roku niż komin słoneczny.

Poprawność przeprowadzonych obliczeń numerycznych sprawdzono z danymi eksperymentalnymi. Wyniki z analizy CFD różniły się o maksymalnie 10% od wyników uzyskanych doświadczalnie, w związku z tym uzyskany wynik numeryczny uznano, jako zbliżony z badaniami doświadczalnymi. W analizie

związanej z parametryzacją skupiono się na sprawdzeniu zależności w przypadku różnych grubości ocieplenia komina tradycyjnego i różnych szerokości pustki powietrznej w kominie słonecznym przy zastosowaniu dwóch różnych współczynników absorpcji  $\alpha$ .

W przypadku komina tradycyjnego (TYP I) wyciągnięto następujące wnioski:

- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla wartości referencyjnej (bez ocieplenia) spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 11%,
- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla grubości ocieplenia 6 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 11,50%,
- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla grubości ocieplenia 12 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 10,40%,
- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla grubości ocieplenia 20 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 8,50%.
- największy wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego w przypadku zmiany współczynnika absorpcji (pomalowanie na czarno komina) zanotowano dla grubości ocieplenia 6 cm. W porównaniu z wartością referencyjną (bez ocieplenia) dla której zmiana współczynnika absorpcji spowodowała zwiększenie prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 11% można wywnioskować, że zysk w postaci 0,5% pomiędzy kominem bez ocieplenia a z ociepleniem jest zbyt mały, żeby wprowadzać dodatkowe koszty ocieplenia komina. Natomiast porównując maksymalny przekrój wyników zauważono, że ocieplenie komina 20 cm termoizolacją zwiększy prędkość powietrza w kanale nawet o ok 28%. Z kolei taka grubość ocieplenia może spowodować utrudnienia wykonawcze podczas montażu czapy komina. Natomiast ocieplenie komina 20 cm termoizolacją i pomalowanie jej na czarno zwiększy prędkość powietrza w kanale aż o ok 40% w porównaniu do komina bez ocieplenia,
- analizując wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla różnych grubości ocieplenia w kominie tradycyjnym i w przypadku zmiany współczynnika absorpcji zanotowano wzrost ACH w zależności od grubości od 0,09% do 0,11 %. Porównując ACH pomiędzy skrajnymi wartościami  $ACH_{\max} = 1,01$  1/h i  $ACH_{\min} = 0,73$  1/h uzyskano aż ok. 30% wzrostu wydajności wentylacji grawitacyjnej w okresach niekorzystnych warunków klimatu zewnętrznego.

Dalsza analiza numeryczna zmiany szerokości pustki wyrażona poprzez profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale w zależności od współczynnika absorpcji pozwoliła na wyciągnięcie następujących wniosków:

- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla wartości referencyjnej (z 4 cm pustką powietrzną) spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 8%,
- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla grubości pustki 3 cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 9%,
- zmiana współczynnika absorpcji (z  $\alpha = 0,70$  na  $\alpha = 0,95$ ) dla grubości pustki 6cm spowodowała wzrost prędkości powietrza wentylacyjnego na wylocie z kanału o 9%,
- na podstawie analizy numerycznej zauważono, że zwiększenie pustki powietrznej z 4 cm do 6 cm zmniejszyło prędkość powietrza w kanale o  $\approx 12\%$ . Natomiast zmniejszenie pustki powietrznej z 4 cm do 3 cm spowodowało zwiększenie prędkość powietrza w kanale o 7%. Z kolei pomalowanie transparentnej przesłony komina słonecznego na czarno i zmniejszenie pustki powietrznej z 4 cm na 3 cm spowodowało zwiększenie prędkość powietrza w kanale nawet o ok 16%,
- analizując wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla różnych szerokości pustki powietrznej w kominie słonecznym i w przypadku zmiany współczynnika absorpcji zanotowano wzrost ACH w zależności od grubości od 0,08% do 0,09 %. Porównując ACH pomiędzy skrajnymi wartościami  $ACH_{\max} = 0,81$  1/h i  $ACH_{\min} = 0,61$  1/h uzyskano również ok. 30% wzrostu wydajności wentylacji grawitacyjnej w okresach niekorzystnych warunków klimatu zewnętrznego.

W niniejszej pracy na podstawie danych z badań własnych i z literatury oszacowano wpływ efektu skali na wydajność wentylacji grawitacyjnej. Ze względu na złożoność zagadnienia w pracy skupiono się na porównaniu wyników dla różnych geometrii komina. Z przeprowadzonych badań wynika, że wzrost wydajności wentylacji grawitacyjnej ACH jest wprost proporcjonalna do zmiany grubości ocieplenia komina ponad połacią dachową. Z kolei w przypadku różnych grubością pustki powietrznej zauważamy wprost proporcjonalny spadek wartości ACH do wzrostu grubości pustki.

Końcowym wnioskiem z przeprowadzonej analizy jest ocena efektywności zastosowanych rozwiązań poprawiających ciąg kominowy. Największe różnice w punktacji odnotowano przy kosztach i czasie wykonania na korzyść nasady kominowej. Również pod względem technicznym przewagę uzyskuje nasada.

Podczas badań doświadczalnych zdecydowano, że na kominie pozostanie zamontowana nasada w celu stabilizacji przepływu powietrza. W związku z tym, można było porównać roczne zużycie energii cieplnej budynku dla przypadku z nasadą i bez nasady. Na podstawie wyników stwierdzono, że

stosowanie nasady daje wymierne korzyści ekonomiczne w postaci mniejszego zużycia energii cieplnej.

Reasumując uzyskane wyniki wykazały, że pod względem zaangażowania jak najmniejszych zasobów zwłaszcza czasu i pieniędzy przewagę punktową uzyskuje nasada kominowa.



## LITERATURA

- [1] Absi R., "A simple eddy viscosity formulation for turbulent boundary layers near smooth walls," *C. R. Mecanique*, no. 158–165, 2009.
- [2] Allard F., "Natural ventilation in buildings: a designed handbook," *James & James*, 1998.
- [3] Anderson B., "Solar energy: Fundamentals in building design," *Total Environmental Action, Inc., USA*, 1977.
- [4] ANSYS. (2013) ANSYS CFX-Solver Theory Guide.
- [5] Antczak-Jarząbska R, Niedostatkiwicz M., "Przyczynek do dyskusji na temat zwiększenia wydajności wentylacji naturalnej poprzez stosowanie nasady kominowej.," *Przegląd Budowlany*, 2016.
- [6] Antczak-Jarząbska R., Niedostatkiwicz M, "Wpływ nasady kominowej na sprawność użytkową wentylacji grawitacyjnej," *Przegląd Budowlany*, 2016.
- [7] Antczak-Jarząbska R., Niedostatkiwicz M., "Badania termowizyjne ciągu wentylacyjnego w budynku mieszkalnym z poddaszem nieużytkowym.," *Dachy*, vol. 1, no. 8-12, 2016.
- [8] Antczak-Jarząbska R., Niedostatkiwicz M., "Natural ventilation performance of family building in cold climate during windless time," *DIAGNOSTYKA*, vol. 19, no. 3, 2018.
- [9] Antczak-Jarząbska R., Niedostatkiwicz M., "Natural ventilation performance of family building in cold climate during windy days," *DIAGNOSTYKA*, vol. 19, no. 1, 2018.
- [10] Antczak-Jarząbska R., Niedostatkiwicz M., *Projektowanie i diagnostyka wentylacji grawitacyjnej. Wybrane problemy.:* Polskie Centrum Budownictwa Difin i Muller , 2017.
- [11] Arendt K., *Influence of external walls' thermal capacitance on indoor thermal comfort.* Gdańsk: Politechnika Gdańska., 2012.

- [12] Awbi H.B, *Ventilation of buildings*. London: Chapman & Hall, 1991.
- [13] Awbi H.B., "Application of computational fluid dynamics in room ventilation," *Building and Environment* 24, no. 73-84, pp. 73-84, 1989.
- [14] Awbi H.B., "Ventilation systems. Design and performance.," *Taylor and Francis*, 2008.
- [15] Balaras C.A., "Heating energy consumption and resulting environmental impact of European apartment buildings.," *Energy and Buildings*, vol. 37, no. 429-442, 2005.
- [16] Bansala N.K., Mathurb J., Mathurb S., Jainb M., "Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation," *Building and Environment*, vol. 10, no. 40, 2005.
- [17] Baranowski A., Ferdyn-Grygierek J., "Zintegrowana symulacja numeryczna nakładów ciepła i wymiany powietrza w mieszkaniu budynku wielorodzinnego," *Ciepłownictwo, ogrzewnictwo, wentylacja*, Sep. 2003.
- [18] Beausoleil-Morrison I, Clarke J.A., Denev F.J. Bartak M, "Integrating CFD and building simulation," *Building and Environment* 37, pp. 865–871, 2002.
- [19] Bassiouny R., Nader S.A. Korah, "Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate.," *Energy and Buildings* 41, no. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.08.009>, pp. 190-196, 2009.
- [20] Benemann J., Chehab O., Schaar-Gabriel E., "Building-integrated PV modules," *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol. 67, no. 345-354, 2001.
- [21] Blazek J., "Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications," *Elsevier Science Ltd., Kidlington.*, 2001.
- [22] BradshawP, Cebeci T, Whitelaw J.H., "Engineering Calculation Methods for Turbulent Flow," *Academic Press, London*, 1981.

- [23] Charvat P., Jaros M., "The exploitation of solar energy for energy saving in ventilation.," *Indoor Air. Monterey, USA.*, 2002.
- [24] Chen Q, Lee K, Mazumdar S, Poussou S, Wang L., Wang M. Z., "Ventilation performance prediction for buildings: Model assessment," *Building and Environment 45*, pp. 295–303, 2010.
- [25] Chen Q., "Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications," *Building and Environment 44*, pp. 848–858, 2009.
- [26] Chan C.Y., Chen C.L. Cheng C.L., "Empirical approach to BIPV evaluation of solar irradiation for building applications," *Renewable Energy*, vol. 30, no. 1055-1074, 2005.
- [27] Chmielewski M., Gieras M., "Three-zonal Wall Function for  $k - \epsilon$  Turbulence Models," *Computational Methods in Science and Technology*, no. 107–114, 2013.
- [28] Chojnacka A. 2006, "Hybrydowe i grawitacyjne układy wentylacji w budownictwie.," *Chłodnictwo i klimatyzacja*.
- [29] Chu C.R., Chiu Y.H.. Wang Y.W., "An experiment study of wind-driven cross ventilation in partitioned buildings.," *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 667-673, 2010.
- [30] Chwieduk D, "Solar Energy Use for Thermal Application in Poland.," *Polish Journal of Environmental Studies 3*, pp. 473–477., 2010.
- [31] Chwieduk D., Warszawa: Prace IPPT PAN., 2006.
- [32] Chwieduk D, "Underground Thermal Energy Storage in Poland.," *Proceedings of The Second Stockton International Geothermal Conference, New Jersey.*, 1998.
- [33] Chwieduk D., Bogdanska B., "Technical note Some recommendations for inclinations and orientations of building elements under solar radiation in Polish conditions.," *Renewable Energy 29*, pp. 1569–1581, 2004.

- [34] Clifford M., Hand J., Clarke R., Riffat S., "Using computational fluid dynamics as a tool for naturally ventilated buildings," *Building and Environment* 32(4), pp. 305-312, 1997.
- [35] Cóstola D., Blocken B., Hensen J.L.M., "Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs.," *Building and Environment*, no. 44, 2009.
- [36] De Miguel A., Bilbao J., Aguiar R., Kambezidis H., Negro E., "Diffuse solar irradiation model evaluation in the north Mediterranean belt area.," *Solar Energy*, no. 143-153, 2001.
- [37] Duffie J., Beckman W., "Solar engineering of thermal processes.," *John Wiley & Sons*, 2006.
- [38] Erbs D, Klein S, Duffie J., "Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly-average global radiation.," *Solar Energy*, no. 293-302, 1982.
- [39] Etheridge D., "Natural Ventilation of Buildings: Theory, Measurement and Design," *John Wiley&Sons*, no. ISBN: 9780470660355, 2011.
- [40] Etheridge D., Sandberg M., *Building Ventilation: Theory and Measurement.*: John Wiley and Sons, 1996.
- [41] Evola G., Popov V., "Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings," *Energy and Buildings*, vol. 38, no. 491-501, 2006.
- [42] Fiedler E., "Naturalische Belüftung von Industriegebäuden," *BHKS-Almanach*, 2007.
- [43] Gagliano, A., Patania, F., Nocera, F., Ferlito, A., Galesi, A., "Thermal performance of ventilated roofs during summer period," *Energy and Buildings*, vol. 49, no. 611–618, 2012.
- [44] Gawin D., "Komputerowa fizyka budowli: komputerowa symulacja procesów wymiany masy i energii w budynku, przykłady zastosowań,"

Wyd. Politechniki Łódzkiej, 1998.

- [45] Gawin D., Kossecka E., "Typowy Rok Meteorologiczny do symulacji procesów wymiany ciepła i masy w budynkach.," in *Komputerowa Fizyka Budowli, t.2*. Łódź: Politechnika Łódzka, 2002.
- [46] Geryło R., "Zmiana wymagań - efektywność energetyczna budynków," no. 4 (13), pp. 51-52, 2009.
- [47] Ghiaus C., Allard F., *Natural ventilation in the urban environment*. UK: UK and USA, 2005.
- [48] Gogól, W., "Expert evidence: thermal conversion of solar energy in Polish conditions.," *Polish Academy of Sciences, Committee of Thermodynamics and Combustion, Warszawa*, Apr. 1993.
- [49] Gordon J., "Solar energy the state of art," *ISES papers*, 2001.
- [50] Gratia E., Bruyere I., De Herde., "How to use natural ventilation to cool narrow office buildings," *Building and Environment*, vol. 39, no. 157-1170, 2004.
- [51] Griffith B., Chen Q, "Framework for Coupling Room Air Models to Heat Balance Model Load and Energy Calculations (RP-1222)," *HVAC&R Research*, Apr. 2004.
- [52] Gryboś R., *Podstawy mechaniki płynów. Cz. I. Kinematyka, dynamika cieczy i gazów, hydrostatyka*. Warszawa: PWN, 1998.
- [53] Haghghat F., Li Y., Megri A.C., "Development and validation of a zonal model — POMA," *Building and Environment* 36, pp. 1039–1047, 2001.
- [54] Hand, J.W., "The ESP-r Cookbook, Strategies for Deploying Virtual Representations," *ESRU, University of Strathclyde, Strathclyde*, 2010.
- [55] Handbook-Fundamentals, ASHRAE, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.*: ISBN: 978-1-931862-70-7 (I-P); 978-1-931862-71-4, 2009.

- [56] Helwig N. Harris D.J., "Solar chimney and building ventilation," *Applied Energy* 84, pp. 135-146, 2007.
- [57] Heiselberg P., Murakami S., Roulet C. A., "Ventilation of Large Spaces in Buildings, Analysis and prediction technics," *Energy Conservation in Buildings and community Systems I EA Annex 26: Energy Efficient Ventilation of Large Enclosures*, 2008.
- [58] Hensen, J.L., "Integrated building airflow simulation, in Advanced Building," *Spon Press, New York*, pp. 87–118., 2004.
- [59] Hensen, J.L.M., "On the thermal interaction of building structure and heating," *Ph.D. dissertation, Eindhoven University of Technology*, 1991.
- [60] Hodge B.K., "Alternative Energy Systems and Applications," *John Wiley&Sons, New York*, 2010.
- [61] Hollands, L., "A derivation of the diffuse fraction's dependence on the clearness index.," *Solar Energy*, no. 131-136, 1985.
- [62] Jayamaha S.E.G, Wijeysondera N.E., Chou S.K., "Measurement of the Heat Transfer Coefficient for Walls," *Building and Environment*, no. 399–407, 1996.
- [63] Jezierski W., Borowska J, "Parametry cieplne wieloskrzydłowej stolarki okiennej w budynkach mieszkalnych," *IZOLACJE*, vol. 7, July 2017.
- [64] Jezierski W., Borowska J., "Analiza parametrów cieplnych współczesnej stolarki okiennej," *IZOLACJE*, vol. 4, Apr. 2017.
- [65] Jezierski W., Borowska J., "Wpływ sposobu połączenia szyby z ramą na przenoszenie ciepła w ścianie osłonowej z oknem wieloskrzydłowym," *Wydawnictwo Politechniki Gdanskiej, Gdańsk*, vol. 9, 2018.
- [66] Johnson R. W., Schultz R. R., Roache P. J., Celik I. B., Pointer W. D., Hassan Y. A, "Processes and procedures for Application of CFD to Nuclear Reactor Safety Analysis," *Idaho National Laboratory*, 2006.

- [67] Khanal R., Lei C., "Solar chimney – passive strategy for natural ventilation.," *Energy and Buildings*, 43, pp. 1811-1819, 2011.
- [68] Krzaczek, M., Kowalczyk, Z., "Thermal Barrier as a technique of indirect heating and cooling for residential buildings," *Energy and Buildings*, vol. 43, no. 823–837, 2011.
- [69] Kundera K., Pietrakowski T., "Elektrownia wiatrowa w Słupie – koncepcja, realizacja, eksploatacja," , Wrocław , 2000.
- [70] Kusionowicz T., "Problem odpływu powietrza z mieszkań wentylowanych grawitacyjnie," *Architektura Czasopismo Techniczne*, pp. 99-107, 2010.
- [71] Kusuda, T., "Building environment simulation before desk top computers in the USA through a personal memory," *Energy and Buildings*, pp. 291-302, 2001.
- [72] LAB-EL. LAB-EL ElektronikaLaboratoryjnas.j.
- [73] Larsen T.S., *Natural Ventilation Driven by Wind and Temperature Difference*. Denmark: Aalborg University, 2006.
- [74] Lau J., Chen Q., "Energy analysis for workshops with floor-supply displacement ventilation under the U.S. climates," *Energy and Buildings*, vol. 38, no. 1212-1219, 2006.
- [75] Lee. K.H, Strand R.K, "Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney," *Energy and Buildings*, no. 615–621, 2009.
- [76] Lewandowski, W., *Proekologiczne odnawialne źródła energii*. Warszawa: WNT, 2013.
- [77] Liddament M., "Air infiltration calculation techniques – An application guide, Air Infiltration and ventilation Centre," *Coventry, UK*, 1986.
- [78] Lin Z., Chow T. T., Tsang C. F., "Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building,"

*Building and Environment*, vol. 42, no. 1335-1347, 2007.

- [79] Lorenc H., "Struktura i zasoby wiatru w Polsce," *IMGiW, Warszawa*, 1996.
- [80] Lunde.P.J., "Solar Thermal Engineering. Space Heating and Hot Water Systems.," *John Wiley&Sons.*, 1980.
- [81] Mahdavinejad M., Fakhari M., Alipoor F., "The study on optimum tilt angle in solar chimney as a mechanical eco concept.," *Frontiers of Engineering Mechanics Research 2.*, p. 7, 2013.
- [82] Marzouk O.A., Huckaby E.D., "Simulation of a Swirling Gas-Particle Flow Using Different k-epsilon Models and Particle-Parcel Relationships," *Engineering Letters, International Association of Engineers*, 2010.
- [83] Mathur J., Mathur S., "Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation.," *Energy and Buildings 38.*, pp. 1156-1163, 2006.
- [84] Ministerstwo Infrastruktury i Budownictwa, *PORADNIK W ZAKRESIE POPRAWY CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNEJ BUDYNKÓW.* Warszawa: Ministerstwo Infrastruktury i Budownictwa, 2016.
- [85] Mochida A., Yoshino H., Takeda T., Kakegawa T., Miyauchi S., "Methods for controlling airflow in and around a building under cross ventilation to improve indoor thermal comfort," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 93, no. 437-449, 2005.
- [86] Mohammad B, Puigt G., "Wall functions in computational fluid mechanics," *Computers & Fluids*, no. 1108–1115, 2006.
- [87] Mora L., Gadgil A.J., Wurtz E., "Comparing zonal and CFD model predictions of isothermal indoor airflows to experimental data," *Indoor Air 13*, pp. 77–85, 2003.
- [88] Morkovin, M.V., *Effects of Compressibility on Turbulent Flow, The Mechanics of Turbulence.* New York: A. Favre (ed.), Gordon and Breach,



1964.

- [89] Muneer T., "Solar Radiation and Daylight Models, 2nd edition.," *Elsevier Butterworth-Heinemann*, 2004.
- [90] Nakielska M., Pawłowski K., "Komin słoneczny jako przykład pasywnego systemu chłodzenia budynku," *CIVIL AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING*, no. 2081-3279, 2016.
- [91] Nantka M.B., "Instalacje grzewcze i wentylacyjne w budownictwie. Część I. Budynki i ich potrzeby cieplne i wentylacyjne.," *Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.*, 2000.
- [92] Ong K.S., "A mathematical model of a solar chimney," *Renewable Energy*, vol. 7, no. 28, 2003.
- [93] Orgill J, Hollands K., "Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface," *Solar Energy*, no. 357-359, 1977.
- [94] Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," *W.J. Minkowycz and E.M. Sparrow (eds.), Hemisphere Publishing Corporation, New York*, 1980.
- [95] Peric, J. Ferziger i M., "Computational Methods for Fluid Dynamics," *3rd Edition, Springer Verlag*, 2002.
- [96] Peyret R., *Handbook of Computational Fluid Mechanics.*: Academic Press, 1996.
- [97] Piaskowska. M., "Potencjał techniczny i opłacalność wykorzystania energii wiatru w Polsce. ," *POLITYKA ENERGETYCZNA*, vol. 12, 2009.
- [98] Pluta Z., "Słoneczne instalacje energetyczne.," *Oficyna Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa.*, 2007.
- [99] PN-89/B-10425, Przewody dymowe, spalinowe i wentylacyjne murowane z cegły. Wymagania techniczne i badania przy odbiorze.

- [100] PN-B-03430:1983/Az3:2000, Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej -- Wymagania.
- [101] PN-EN ISO 15927-4, Ciepłno-wilgotnościowe właściwości użytkowe budynków -- Obliczanie i prezentacja danych klimatycznych -- Część 4: Dane godzinowe do oceny rocznego zużycia energii na potrzeby ogrzewania i chłodzenia, 2007.
- [102] PN-EN-ISO 6946, *Komponenty budowlane i elementy budynku. Opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła. Metoda obliczania.*, 2008.
- [103] Polskie Ministerstwo Infrastruktury. (2009) Klimatyczna baza danych Typowego roku meteorologicznego.
- [104] Pudlik, W., "WYMIANA I WYMIENNIKI CIEPŁA," in *Podręcznik dla studentów wydziałów mechanicznych specjalizujących się w technikach cieplnych i chłodniczych.*: Politechnika Gdańska, 2012.
- [105] Ravikumar P., Prakash D., "Analysis of thermal comfort in a residential room with insect proof screen: A case study by numerical simulation methods," *Building Simulation 4*, no. 217–225, 2011.
- [106] Resnick R, Halliday D., *Fizyka.*: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1999.
- [107] Roache J. P., "Fundamentals of Computational Fluid Dynamics," *Hermosa Publishers*, 1998.
- [108] Rodi W., "DNS and LES of some engineering flows," *Fluid Dynamics Research*, vol. 38, no. 145–173, 2006.
- [109] Settou N., Dokkar B., Negrou B., Chennouf N. Saifi N., "Experimental study and simulation of airflow in solar chimney.," *Energy Procedia 18.*, pp. 1289-1298, 2012.
- [110] Sakonidou E.P., Karapantsios T.D., Balouktsis A.I., Chassapis D., "Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow.," *Solar Energy 82.*, pp. 80-94, 2008.

- [111] Santamouris M., Wouters P., "Building Ventilation: The state of the art.," *Earthscan*, 2006.
- [112] Schabowicz K., Zawislak Ł., "Effect of Geometric Imperfections in the Shape of Buckling Form on the Reduction of Load Capacity of Cylindrical Shell," *Archives of Civil Engineering*, no. 153-166, 2019.
- [113] Shi S, Chen C, Zhao B, "Air infiltration rate distributions of residences in Beijing," *Building and Environment*, no. 92, 2015.
- [114] Stamou A., Katsiris I., "Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer," *Building and Environment*, vol. 41, no. 1171-1181, 2006.
- [115] Staniszewski B., *Wymiana ciepła, Podstawy teoretyczne*. Warszawa: PWN, 1980.
- [116] Stern F.; Wilson, R.V.; Coleman H.W.; Paterson E. G, "Comprehensive Approach to Verification and Validation of CFD Simulations –Part 1: Methodology and procedures," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 123, no. 793-802, 2001.
- [117] Suehrcke, H., Peterson, E.L., Selby, N., "Effect of roof solar reflectance on the building heat gain in a hot climate," *Energy and Buildings*, vol. 40, no. 2224–2235, 2008.
- [118] Systemy kominowe i wentylacyjne DARCO. <https://www.darco.com.pl/>. [Online]. <https://www.darco.com.pl/>
- [119] Tesch., K., "Mechanika Płynów," *Wydawnictwo Politechniki Gdanskiej*, 2008.
- [120] Thompson J. F., Warsi Z. U. A., Mastin C. W., *Numerical Grid Generation, Foundations and Applications.*: North Holland, 1985.
- [121] Versteeg H.K, Malalasekera W., "An introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method," *Longman Group Ltd., Harlow*, 1995.

- [122] Versteeg, H.K., Malalasekera, W, "An introduction to Computational Fluid Dynamics," *The Finite Volume Method, Longman Group Ltd., Harlow, 1995.*
- [123] Villi G., Pasut W, De Carli M., "CFD modelling and thermal performance analysis of a wooden ventilated roof structure," *Building Simulation*, no. 215–228, 2009.
- [124] Wcisło K., "Fotowoltaika w Polsce i Europie.," *Energia dla przemysłu*, Feb. 2011.
- [125] Wei-Hwa Chiang, Chia-Ying Wang, Jian-Sheng Huang, "Evaluation of cooling ceiling and mechanical ventilation systems on thermal comfort using CFD study in an office for subtropical region," *Building and Environment* 48, no. 113–127, 2012.
- [126] Wilcox D.C., *Turbulence modeling for CFD (Second Edition)*.: DCN Industries, 2000.
- [127] Wisniewski G., Gołbiowski S., Gryciuk M., "Kolektory słoneczne - poradnik wykorzystania energii słonecznej (Solar collectors - handbook for solar energy use).," *COIB, Warszawa.*, 2001.
- [128] Wisniewski, S., Wisniewski, T.S., *Wymiana ciepła*. Warszawa: WNT, 1994.
- [129] Wiśniewski G., Michałowska –Knap K., Koć S.,. Warszawa: Instytut Energetyki Odnawialnej, lipiec 2011.
- [130] Włodarczyk, D., *Analiza wpływu fotowoltaicznych nadwieszów zacieniających na bilans energetyczny budynku. Praca doktorska*. Wrocław: Politechnika Wroclawska, 2008.
- [131] Wnuk R., "Słoneczne instalacje podgrzewania ciepłej wody użytkowej.," *Wydawnictwo Ośrodka Promocji Ekotechnologii EKOPAN, Warszawa.*, 1994.
- [132] Wojewódka D., *Analiza Skuteczności Konwersji Promieniowania Słonecznego w Przegrodach Zewnętrznych Budynku w Warunkach*

*Klimatu Lokalnego*. Gliwice: Politechnika Śląska w Gliwicach. Praca doktorska., 2012.

- [133] Wurtz E, Mora L, Inard C., "An equation-based simulation environment to investigate fast building simulation," *Building and Environment* 41, pp. 1571-1583, 2006.

# **MOŻLIWOŚCI STABILIZACJI WARUNKÓW PRZEPIYU POWIETRZA W SYSTEMACH WENTYLACJI GRAWITACYJNEJ**

## **STRESZCZENIE**

Niniejsza praca dotyczy zagadnienia przepływu powietrza w kanale wentylacyjnym. W pracy poddano szczegółowej analizie mechanizmy wentylacji grawitacyjnej, która wykorzystuje zjawisko zwane efektem kominowym. Polega ono na powstawaniu ciągu powietrza w kanale wentylacyjnym na skutek różnicy gęstości powietrza zewnętrznego i wewnętrznego. W pracy rozpatrzone zostały trzy przypadki trzonu kominowego, w którym znajdował się poddany analizie przewód wentylacji grawitacyjnej – przypadki te charakteryzowały się odmiennymi parametrami geometrycznymi i materiałowymi, prowadzącymi do różnic w intensywności przepływu powietrza wentylacyjnego. Wspólnym mianownikiem przypadków było pomieszczenie z wlotem i wylotem powietrza do kanału wentylacyjnego. Różnice pomiędzy przypadkami doświadczalnymi dotyczyły samego kanału, a dokładnie jego części wystającej ponad połac dachową. Pierwszy przypadek doświadczalny dotyczył kanału wentylacyjnego wykonanego w sposób tradycyjny jako murowany z cegły ceramicznej pełnej. Drugi przypadek doświadczalny dotyczył obudowania części wyprowadzonej ponad połac dachową przesłoną transparentną (ze szkła), w dalszej części pracy nazwano ten przypadek kominem słonecznym. Natomiast w trzecim przypadku doświadczalnym na kominie zamontowano nasadę kominową typu obrotowego w celu poprawy wydajności wentylacji grawitacyjnej. Przypadek z kominem tradycyjnym i z kominem słonecznym został wykorzystany do walidacji modeli numerycznych. Następnie modele numeryczne poddane zostały parametryzacji.

Konkludując w ramach niniejszej pracy wykonano następujące badania i obliczenia:

1. Pomiary klimatu zewnętrznego i wewnętrznego wraz z określeniem wydajności wentylacji grawitacyjnej dla przypadku komina tradycyjnego,
2. Pomiary klimatu zewnętrznego i wewnętrznego wraz z określeniem wydajności wentylacji grawitacyjnej dla przypadku komina słonecznego.

3. Pomiary klimatu zewnętrznego i wewnętrznego wraz z określeniem wydajności wentylacji grawitacyjnej dla przypadku komina z nasadą kominową.
4. Budowa modelu numerycznego komina tradycyjnego za pomocą komercyjnego oprogramowania typu Ansys CFX.
5. Budowa modelu numerycznego komina słonecznego za pomocą komercyjnego oprogramowania typu Ansys CFX.
6. Parametryzacja modelu numerycznego z kominem tradycyjnym poprzez zmianę grubości ocieplenia części komina wystającego ponad połac dachową. Określeniem wydajności wentylacji grawitacyjnej.
7. Parametryzacja modelu numerycznego z kominem słonecznym poprzez zmianę szerokości pustki powietrznej w części obudowanej przegrodą transparentną. Określeniem wydajności wentylacji grawitacyjnej.

W Rozdziale 1 pt. „Wprowadzenie” przedstawia stan wiedzy dotyczący poruszanej problematyki, a przede wszystkim przedstawia argumenty, które wpłynęły na wybór omawianego tematu. Sformułowano cele pracy oraz przedstawiono główną tezę rozprawy. Zaprezentowano również zakres pracy. Zdefiniowano główne zagadnienie jakim jest wentylacja naturalna, w tym grawitacyjna, oraz wydajność wentylacji grawitacyjnej. Ze względu na charakter pracy w rozdziałach nr 2, 3 i 4 omówiono literaturę, natomiast w rozdziałach 5, 6, 7, 8 skoncentrowano się na szczegółach pracy.

W Rozdziale 2 pt. „Modele do szacowania przepływu powietrza w budynku - przegląd literatury” przedstawiono kilka istotnych zagadnień dotyczących modeli służących do predykcji naturalnej wymiany powietrza w budynkach bazując na dostępnej literaturze. Natomiast zastosowanie omówionych modeli znajduje się w Rozdziale 6 pt. „Badania numeryczne przepływu powietrza wentylacyjnego”.

Rozdział 3 pt. „Wykorzystanie energii słonecznej oraz wiatrowej w budownictwie – przegląd literatury” dotyczy wykorzystania energii słonecznej i wiatrowej w Polsce, szczególnie w budownictwie. Rozdział ten jest uzasadnieniem podjętych kroków w pracy doktorskiej. Przegląd literatury z zakresu energii słonecznej i wiatrowej został wykorzystany w Rozdziale 5 pt. „Badania doświadczalne własne przepływu powietrza wentylacyjnego”, Rozdziale 7 pt. „Praktyczne efekty zastosowanych rozwiązań poprawiających ciąg kominowy”.

Rozdział 4 pt.: „Sposoby intensyfikowania naturalnej wentylacji w budynkach – przegląd literatury„ to przedstawienie technicznych możliwości intensyfikowania naturalnej wentylacji w budynkach. Rozdział ten jest wprowadzeniem do zakresu badań doświadczalnych, które zostały w pracy wykonane i opisane w Rozdziale 5 pt. „Badania doświadczalne własne przepływu powietrza wentylacyjnego”. Rozdział 4 jest także wprowadzeniem do treści Rozdziału 7 pt. „Praktyczne efekty zastosowanych rozwiązań poprawiających ciąg kominowy”.

Rozdział 5 pt.: „Badania doświadczalne własne przepływu powietrza wentylacyjnego” poświęcony jest zagadnieniom dotyczącym pracy doświadczalnej przeprowadzonej w budynku testowym z wentylacją grawitacyjną. Szczegółowo opisano specjalnie zaprojektowane i zbudowane unikalne stanowisko pomiarowe, na którym wykonana została eksperymentalna część pracy. W tej części przedstawiono budynek testowy, układ systemu wentylacyjnego przyjętego do analizy oraz system pomiarowy wykorzystany do wyznaczania parametrów klimatu zewnętrznego, wewnętrznego oraz wydajności wentylacji grawitacyjnej. W części tej skoncentrowano się również na wyznaczeniu wydajności wentylacji dla różnych przypadków komina za pomocą pomierzonych doświadczalnie wartości.

W Rozdziale 6 pt.: „Badania numeryczne przepływu powietrza wentylacyjnego” przedstawiono obliczenia wykonane metodą objętości skończonych bezpośrednio rozwiązując pełny, trójwymiarowy, niestacjonarny układ równań Naviera-Stokesa (tzw. DNS–Direct Numerical Simulation) oraz stosując pół-empiryczny model turbulencji  $k-\epsilon$ , wykorzystujący dekompozycję Reynoldsa, wprowadzającą podział prędkości i ciśnienia na wartości średnie i ich fluktuacje (tzw. RANS – Reynolds-Averaged Navier Stokes equations). Symulacje DNS dostarczyły dokładnych informacji o chwilowych rozkładach temperatur oraz o chwilowych polach prędkości dla całego układu wentylacyjnego (pomieszczenie i kanał). Obliczenia wykorzystujące model RANS pozwoliły wyznaczyć wartość prędkości średniej. Opisane wcześniej obliczenia wykonano dla komina tradycyjnego i komina słonecznego, przyjmując jako dane wejściowe uzyskane w badaniach doświadczalnych. W celu poprawnej interpretacji wyników przeprowadzono walidację dwóch modeli numerycznych. Ostatnia część Rozdziału 6 koncentruje się na przeprowadzonej parametryzacji modeli numerycznych z końcowym wyznaczeniem wydajności wentylacji grawitacyjnej.



Rozdział 7 pt.: „Praktyczne efekty zastosowanych rozwiązań poprawiających ciąg kominowy” to część, w której skoncentrowano się na ekonomicznym i technicznym uzasadnieniu wybranych rozwiązań służących do intensyfikowania wentylacji grawitacyjnej. W tym rozdziale przedstawiono również najbardziej popularne metody poprawy wentylacji grawitacyjnej stosowane powszechnie na terenie województwa pomorskiego.

W Rozdziale 8 przedstawiono wnioski końcowe.

Ostatnia część pracy zawiera spis literatury.

Oryginalnymi elementami, które wnosi niniejsza praca, są:

- przeprowadzenie na rzeczywistym obiekcie mieszkalnym zlokalizowanym w klimacie umiarkowanym (Gdańsk) badań doświadczalnych dotyczących parametrów klimatu zewnętrznego, wewnętrznego i wydajności wentylacji w układzie grawitacyjnym.
- budowa komina słonecznego na rzeczywistym obiekcie oraz przeprowadzenie szeregu badań doświadczalnych w tym monitorowanie wydajności wentylacji grawitacyjnej.
- budowa modelu numerycznego i walidacja w oparciu o rzeczywiste pomiary doświadczalne.

Słowa kluczowe: wentylacja grawitacyjna, nasada kominowa, komin słoneczny, wydajność (ACH), pomiary doświadczalne w budynku.

## **POSSIBILITIES OF STABILIZING AIR FLOW CONDITIONS IN GRAVITATIONAL VENTILATION SYSTEMS**

### **SUMMARY**

This work concerns the issue of air flow in a ventilation system in building. The work analyzes the mechanisms of gravitational ventilation, which uses chimney effect. It involves the formation of an air flow in the ventilation system due to the difference in density of the external and internal air. In the paper three cases of the chimney with the gravity ventilation was analyzed. These cases were characterized by different geometrical and material parameters, leading to differences in the intensity of ventilation air flow. The common denominator of the cases was the room with the air inlet and outlet to the ventilation system. The differences between the experimental cases concerned the chimney canal itself, and more precisely its part protruding above the roof slope. The first experimental case concerned a ventilation canal made in the traditional way as made of solid ceramic brick. The second experimental case concerned the part led out above the roof slope with a transparent (glass) barrier, in the further part of the study it solar chimney was called. In the third experimental case, a rotary type chimney cap was installed on the chimney to improve the efficiency of gravity ventilation. The case with a traditional chimney and a solar chimney was used to validate numerical models. Next, the numerical models were parameterized.

In conclusion, the following tests and calculations were performed as part of this work:

1. Measurements of external and internal climate along with determining the efficiency of gravitational ventilation for the case of a traditional chimney.
2. Measurements of the external and internal climate together with the determination of the efficiency of gravitational ventilation for the solar chimney.
3. Measurements of the external and internal climate together with the determination of the efficiency of gravitational ventilation for the chimney cap.
4. Construction of a numerical model of a traditional chimney using commercial Ansys CFX software.

5. Construction of a numerical model of a solar chimney using commercial Ansys CFX software.
6. Parameterization of a numerical model with a traditional chimney by changing the insulation thickness of the chimney part above the roof slope. Determining the efficiency of gravitational ventilation.
7. Parameterization of a numerical model with a solar chimney by changing the width of the air gap in part of the transparent partition. Determining the efficiency of gravitational ventilation.

In Chapter 1 "Introduction" presents the state of knowledge and presents the arguments that influenced the choice of the topic under discussion. The aims of the work were formulated and the main thesis of the dissertation was presented. The scope of work was also presented. The main issue was defined, which is natural ventilation, including gravitational, and the efficiency of gravitational ventilation. Due to the nature of the work, chapters 2, 3 and 4 discuss literature, while chapters 5, 6, 7, 8 focus on the details of the work.

In Chapter 2 "Models for estimating air flow in a building - a review of the literature" presents some important issues regarding models for predicting natural air exchange in buildings based on available literature. While, the discussed models is use in Chapter 6 "Numerical test of ventilation air flow".

Chapter 3 "The use of solar and wind energy in building - a literature review" concerns the use of solar and wind energy in Poland, especially in construction. This chapter justifies the steps taken in the doctoral dissertation. A review of literature on solar and wind energy was used in Chapter 5 "Experimental research on ventilation air flow", Chapter 7 "Practical effects of the solutions used to improve the chimney draft".

Chapter 4 entitled: "Ways to intensify natural ventilation in buildings - a review of the literature" is a presentation of technical possibilities to intensify natural ventilation in buildings. This chapter is an introduction to the scope of experimental research, which was carried out at work and described in Chapter 5 "Own experimental research on ventilation air flow". Chapter 4 is also an introduction to the content of Chapter 7 entitled "Practical effects of the solutions used to improve the chimney draft".

Chapter 5: "Own experimental research on ventilation air flow" is concerned to issues related to experimental work carried out in a test building with gravity

ventilation. The specially designed and built unique measuring station, in which the experimental part of the work was performed, was described in detail. This part presents the test building, the layout of the ventilation system adopted for analysis and the measuring system used to determine the parameters of the external and internal climate and the efficiency of gravitational ventilation. This section also focuses on ventilation performance for different chimney cases using experimentally measured values.

In Chapter 6 entitled: "Numerical studies of ventilation air flow", calculations made using the finite volume method are presented, directly solving the full, three-dimensional, non-stationary system of Navier-Stokes equations (DNS-Direct Numerical Simulation) and using the semi-empirical model of turbulence  $k-\epsilon$ , using Reynolds decomposition, introducing the division of velocity and pressure into average values and their fluctuations (the so-called RANS - Reynolds-Averaged Navier Stokes equations). DNS simulations provided accurate information about instantaneous temperature distributions and instantaneous velocity fields for the entire ventilation system (room and channel). Calculations using the RANS model allowed to determine the average velocity value. The calculations described above were made for a traditional chimney and solar chimney, taking as input data obtained in experimental research. In order to correctly interpret the results, two numerical models were validated. The last part of Chapter 6 focuses on the parameterization of numerical models with the final determination of the efficiency of gravitational ventilation.

Chapter 7 entitled: " Practical effects of the solutions used to improve the chimney draft" is the part in which the focus is on the economic and technical justification of the selected solutions used to intensify gravitational ventilation. In this chapter presents the most popular methods of improving the gravitational ventilation commonly used in the Pomeranian Voivodeship.

Chapter 8 presents the final conclusions.

The last part of the work contains a list of literature and a summary.

The original elements contributed by this work are:

- performing on a real residential object located in temperate climate (Gdańsk) experimental tests regarding parameters of the external and internal climate and ventilation efficiency in the gravitational system.

- construction of a solar chimney on a real object and performing a series of experimental tests, including monitoring of the efficiency of gravitational ventilation.
- building a numerical model and validation based on real experimental measurements.

Keywords: gravitational ventilation, chimney cap, solar chimney, efficiency (ACH), experimental measurements in the building.

## Wykaz rysunków

- Rys.1. Temperatura powietrza zewnętrznego oraz prędkość wiatru określona dla miasta Elbląg na podstawie danych z TRM
- Rys.2. Schemat sposobu działania wentylacji naturalnej przy różnej konfiguracji otworów wentylacyjnych
- Rys.3. Zasada działania wentylacji naturalnej (grawitacyjnej) pod wpływem różnic temperatury (opracowanie własne na podstawie [42])
- Rys.4. Zasada działania wentylacji naturalnej (grawitacyjnej) pod wpływem naporu wiatru (opracowanie własne na podstawie [42])
- Rys.5. Klasyfikacja modeli przepływu powietrza [51]
- Rys.6. Ilość słonecznych godzin w Polsce [127]
- Rys.7. Ilość średniego rocznego promieniowania słonecznego w Polsce [127]
- Rys.8. Podstawowe parametry opisujące geometrię słoneczną [80]
- Rys.9. Strefy energetyczne wiatru w Polsce – mezoskala [129]
- Rys.10. Poglądowy schemat działania kominu słonecznego [23]
- Rys.11. Tanga school. Kominy słoneczne (źródło: [www.tangaschool.com](http://www.tangaschool.com))
- Rys.12. Tanga school. Kominy słoneczne- podgrzewana komora (źródło: [www.tangaschool.com](http://www.tangaschool.com))
- Rys.13. Sidwell Friends. Kominy słoneczne (źródło: [www.solaripedia.com](http://www.solaripedia.com))
- Rys.14. Model budynku biurowego z kominami słonecznymi zakończonymi zraszaczami (źródło: <https://uwaterloo.ca/architecture/>)
- Rys.15. Schemat działania naturalnej wentylacji w budynku biurowym (źródło: <https://uwaterloo.ca/architecture/>)
- Rys.16. System kominów słonecznych w budynku urzędu skarbowego w Garston (źródło: [www: santacruzarchitect.com](http://www.santacruzarchitect.com))
- Rys.17. Schemat przepływu powietrza w budynku urzędu skarbowego w Garston (źródło: <http://project.bre.co.uk>)
- Rys.18. Schemat przepływu powietrza w budynku biurowym w Garston w letni bezwietrzny dzień (źródło: <http://project.bre.co.uk>)
- Rys.19. Zakrzywiony sufit w budynku biurowym w Garston (źródło: <http://project.bre.co.uk>)
- Rys.20. Stosowane metody badawcze do analizy działania kominów słonecznych (opracowanie własne na podstawie [67])
- Rys.21. Przekrój pionowy budynku testowego z oznaczonym miejscem badań poligonowych

- Rys.22. Rzut budynku testowego z oznaczonym miejscem badań poligonowych
- Rys.23. Pomieszczenie testowe. System wentylacji naturalnej etap I
- Rys.24. Pomieszczenie testowe. System wentylacji naturalnej etap II
- Rys.25. Pomieszczenie testowe. System wentylacji naturalnej etap III
- Rys.26. System wentylacji naturalnej: a) nawiewnik okienny, b) kratka wentylacyjna
- Rys.27. Model wymiany ciepła w pomieszczeniu testowym
- Rys.28. Model wymiany ciepła w kanale wentylacyjnym TYP I komina
- Rys.29. Model wymiany ciepła w kanale wentylacyjnym TYP II komina
- Rys.30. Model wymiany ciepła w kanale wentylacyjnym TYP III komina
- Rys.31. Schemat położenia czujników w budynku testowym (kuchnia i kanał wentylacyjny)
- Rys.32. Komputer wraz z koncentratorem LB-487
- Rys.33. Lokalizacja termoanemometrów w pomieszczeniu testowym
- Rys.34. Czujnik LB-716: a) widok, b) lokalizacja
- Rys.35. Czujnik LB-710R: a) widok, b) lokalizacja
- Rys.36. Czujnik LB-747: a) widok, b) lokalizacja
- Rys.37. Czujnik LB-710R wraz z klatką meteorologiczną LB-719: a) widok, b) lokalizacja
- Rys.38. Czujnik LB-750: a) widok, b) lokalizacja
- Rys.39. Czujnik NR LITE2 (Kipp & Zonen): a) widok, b) lokalizacja
- Rys.40. Godzinowy pomiar temperatury powietrza zewnętrznego
- Rys.41. Godzinowy pomiar prędkości wiatru
- Rys.42. Procentowy udział kierunku wiatru podczas pomiarów
- Rys.43. Natężenie promieniowania słonecznego na płaszczyznę horyzontalną
- Rys.44. Pomiar gęstości powietrza wentylacyjnego w analizowanym pomieszczeniu
- Rys.45. Przepływ powietrza infiltracyjnego
- Rys.46. Przebieg zmienności temperatury powietrza wewnątrz pomieszczenia
- Rys.47. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komin bez nasady. Pomiar ACH w przypadku, gdy dominującym mechanizmem wymuszającym ruch powietrza wentylacyjnego był wiatr
- Rys.48. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komin bez nasady. Pomiar ACH w przypadku, gdy dominującym mechanizmem było wymuszającym ruch powietrza wentylacyjnego natężenie promieniowania słonecznego
- Rys.49. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komin słoneczny
- Rys.50. Wydajność wentylacji grawitacyjnej - komina z nasadą

- Rys.51. Podsumowanie wyników ACH a) wartość średnia i wartość maksymalna dla trzech typów komina, b) wartości w okresie wietrznym, c) wartości w okresie słonecznym.
- Rys.52. Podział systemu wentylacyjnego na domeny ze względu na mechanizmy odpowiadające za wymianę ciepła w analizie CFD: a) model numeryczny TYP I, b) model numeryczny TYP II
- Rys.53. Zależność prędkości od czasu podczas ruchu turbulentnego wykres na podstawie [121]
- Rys.54. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę powietrza TYP I
- Rys.55. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę powietrza TYP II
- Rys.56. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę ciała stałego TYP I
- Rys.57. Model CFD systemu wentylacyjnego przedstawiający domenę ciała stałego TYP II
- Rys.58. Model dyskretny dwuwymiarowy, opracowanie na podstawie [95]. Gdzie: 1 są to węzły obliczeniowe, 2 komórki siatki,  $R$  rozpatrywany węzeł,  $N, E, S, W$  to węzły otaczające węzeł  $R$
- Rys.59. Siatka bazująca na współrzędnych prostokątnych o regularnym czworokątnym kształcie
- Rys.60. Siatka regularna bazująca na współrzędnych krzywoliniowych na podstawie [96] i [120]
- Rys.61. Siatka na bazie ostrosłupów z lokalnym zagęszczeniem w miejscu wylotu powietrza z kanału wentylacyjnego
- Rys.62. Wpływ siatki w modelu numerycznym i prędkości przepływu powietrza
- Rys.63. Wpływ siatki w modelu numerycznym i temperatury powietrza
- Rys.64. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP I
- Rys.65. Wpływ siatki w modelu numerycznym i prędkości przepływu powietrza
- Rys.66. Wpływ siatki w modelu numerycznym i temperatury powietrza
- Rys.67. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP II
- Rys.68. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP I: a) przewidywany rozkład prędkości przepływu powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru
- Rys.69. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP I: a) przewidywany rozkład temperatury powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru



- Rys.70. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP II: a) przewidywany rozkład prędkości przepływu powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru
- Rys.71. Model numeryczny pomieszczenia z kanałem wentylacyjnym, TYP II: a) przewidywany rozkład temperatury powietrza, b) porównanie wyników CFD z wynikami doświadczalnymi (EXP) w miejscach pomiaru
- Rys.72. Sposób prowadzenia parametryzacji dla komin tradycyjnego - TYP I
- Rys.73. Miejsce pomiaru powietrza wentylacyjnego przyjętego do analizy parametrycznej
- Rys.74. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany grubości ocieplenia dla wartości współczynnika  $\alpha=0,7$
- Rys.75. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany grubości ocieplenia dla wartości współczynnika  $\alpha=0,95$
- Rys.76. Profil prędkości przepływu powietrza na wylocie z kanału wentylacyjnego przy uwzględnieniu różnych grubości ocieplenia kanału
- Rys.77. Sposób prowadzenia parametryzacji dla komin słonecznego - TYP II
- Rys.78. Miejsce pomiaru powietrza wentylacyjnego przyjętego do analizy parametrycznej
- Rys.79. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany szerokości pustki powietrznej dla wartości współczynnika  $\alpha=0,7$
- Rys.80. Profile prędkości powietrza wentylacyjnego w kanale przy uwzględnieniu zmiany szerokości pustki powietrznej dla wartości współczynnika  $\alpha=0,95$
- Rys.81. Profil prędkości przepływu powietrza na wylocie z kanału wentylacyjnego przy uwzględnieniu różnych szerokości pustki powietrznej
- Rys.82. Wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla różnych grubości ocieplenia w kominie tradycyjnym
- Rys.83. Wydajność wentylacji grawitacyjnej (ACH) dla różnych szerokości pustki powietrznej w kominie słonecznym
- Rys.84. Porównanie zużycie energii cieplnej na ogrzewanie budynku.
- Rys.85. Nasada typu stałego. Budownictwo wielorodzinne Gdańsk, al. Legionów
- Rys.86. Nasada kominowa typu obrotowego. Budynek jednorodzinny w zabudowie szeregowej Gdańsk, ul. M. Karłowicza

- Rys.87. Nasada kominowa typu obrotowego. Budynek wielorodzinny (komunalny) Gdańsk, ul. Kampinowska
- Rys.88. Nasada kominowa typu obrotowego oraz stałego. Budynek wielorodzinny Gdynia ul. Grażyny.