ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

7.3355/06

Barbara LIPSKA

KONTROLA JAKOŚCI NUMERYCZNEGO MODELOWANIA PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH



Gliwice 2006

POLITECHNIKA ŚLĄSKA ZESZYTY NAUKOWE



Barbara LIPSKA

KONTROLA JAKOŚCI NUMERYCZNEGO MODELOWANIA PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH

GLIWICE

Opiniodawcy

Prof. dr hab. inż. Krystyna JEŻOWIECKA-KABSCH Prof. dr hab. inż. Teresa JĘDRZEJEWSKA-ŚCIBAK

Kolegium redakcyjne

SEKRETARZ REDAKCJI – Mgr Elżbieta LEŚKO

REDAKTOR NACZELNY – Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ REDAKTOR DZIAŁU – Prof. dr hab. inż. Jolanta BOHDZIEWICZ

- inclar

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0867-6038

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 2006

SPIS	TREŚCI
------	--------

W	YKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I INDEKSÓW UŻYWANYCH W PRACY	8
l.	WSTĘP	11
2.	PRZEGLĄD METOD PRZEWIDYWANIA ROZDZIAŁU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH W ASPEKCIE HISTORYCZNYM	14
3.	ZASTOSOWANIE NUMERYCZNEJ MECHANIKI PŁYNÓW (CFD) DO PROGNOZOWANIA PRZEPŁYWÓW POWIETRZA WENTYLACYJNEGO	16
	 3.1. Aktualny stan techniki CFD w zastosowaniu do modelowania przepływów powietrza wentylacyjnego	17 17 23 27 31
I.	ZASADY SPRAWDZANIA JAKOŚCI NUMERYCZNEGO MODELOWANIA PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH	36
5.	METODYKA POSTĘPOWANIA BADAWCZEGO	42
	5.1. Charakterystyka programów komputerowych CFD wykorzystywanych w badaniach	42
	5.2. Metodyka sprawdzania jakości modelowania numerycznego przez porównanie z eksperymentem	49
		<i></i>
	5.3. Opis objektow poddawanych badaniom	51
5.	WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ	51
5.	WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51
5.	 WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 57
5.	 S.3. Opis objektow poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 57 58 60
5.	 S.3. Opis obiektów poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 57 58 60 62
5.	 5.3. Opis obiektów poddawanych badaniom	51 57 57 58 60 62 64
5.	 S.3. Opis obiektów poddawanych badaniom	51 57 58 60 62 64 68
5.	 5.3. Opis obiektów poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 57 58 60 62 64 68 72
5.	 5.3. Opis obiektów poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 58 60 62 64 68 72 77
5.	 S.3. Opis obiektów poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA 6.1. Testowanie wybranych prostych przypadków przepływów wentylacyjnych	51 57 58 60 62 64 68 72 77 79
5.	 S.3. Opis obiektów poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 57 58 60 62 64 68 72 77 79
5.	 S.3. Opis obiektów poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA	51 57 58 60 62 64 68 72 77 79 79
5.	 S.3. Opis objektow poddawanych badaniom. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA 6.1. Testowanie wybranych prostych przypadków przepływów wentylacyjnych	51 57 58 60 62 64 68 72 77 79 79
5.	 S.3. Opis objektow poddawanych badaniom	51 57 58 60 62 64 68 72 77 79 79 80 86
5.	 S.3. Opis obiektów poddawanych badanióm. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA 6.1. Testowanie wybranych prostych przypadków przepływów wentylacyjnych	51 57 58 60 62 64 68 72 77 79 79 80 86 89
5.	 S.3. Opis oblektów poddawaných badanióm. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA 6.1. Testowanie wybranych prostych przypadków przepływów wentylacyjnych. 6.1.1. Pomieszczenie wentylowane z płaską strugą nawiewaną ze szczeliny	51 57 58 60 62 64 68 72 77 79 79 80 86 89 93

7.	WALIDACJA MODELOWANIA PODSTAWOWYCH PRZEPŁYWÓW WENTYLACYJNYCH Z WYKORZYSTANIEM DANYCH	
	EKSPERYMENTALNYCH	102
	7.1. Badanie dokładności modelowania strug nawiewanych przy wentylacji mieszającej	102
	7.1.1. Ocena jakościowa dokładności modelowania strugi nawiewanej do pomieszczenia	103
	7.1.2. Ocena ilościowa dokładności modelowania strugi nawiewanej do	
	pomieszczenia	107
	7.2. Badanie dokładności odwzorowania pola prędkości w strefie strug recyrkulacyjnych	114
	7.3. Badanie dokładności modelowania strug konwekcyjnych nad źródłem ciepła w	
	pomieszczeniu modelowym z wentylacją wyporową	120
	7.3.1. Ocena jakościowa dokładności modelowania strugi konwekcyjnej nad źródłem	
		120
	7.3.2. Ocena ilosciowa dokładności modelowania strugi konwekcyjnej nad zrodłem	125
	7.4. Rođenje dokladności modelowanie roznazestrzenienie sie zanieczyszczeń gozowych	120
	7.5. Znaczenie walidacji dla poprava wiarygodności modelowania elementernych	129
	nrzenływów wentylacyjnych	132
0	SPDAWDZENIE DOKŁADNOŚCI NUMEDVCZNECO MODEL OWANIA	
0.	PRZEPŁYWU POWIETRZA I CIEPŁA W RZECZYWISTYCH ZŁOŻONYCH	
	POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH	134
	8.1. Analiza procesu modelowania przepływu powietrza i zanieczyszczenia gazowego	
	na przykładzie laboratorium z wentylacją mieszającą i wyporową	135
	8.1.1. Charakterystyka modelowanego obiektu i jego modelu obliczeniowego	135
	8.1.2. Prognozowanie przepływów powietrza i zanieczyszczenia gazowego w	
	pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacją mieszającą i porównanie wyników	120
	8 1 3 Promozowanie przepławów powietrzą i zanieczyszczenia gazowego w	130
	pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacja wyporowa i porównanie wyników	
	obliczeń z eksperymentem	141
	8.1.4. Próby doskonalenia prognoz numerycznych z wykorzystaniem eksperymental-	
	nej identyfikacji przepływu	145
	8.1.5. Możliwości wykorzystania wyników obliczeń numerycznych do wyznaczenia	151
	8.2. Analiza process modelowania przephrw powiatrze i cierte w dużym chiekcie	131
	wentylowanym o złożonej geometrij na przykładzie auli	153
	8 2 1 Problemy wystenujące przy modelowaniu przepływu powietrzą i cienła w	100
	dużych obiektach wentylowanych	153
	8.2.2. Charakterystyka modelowanego obiektu i opis badań eksperymentalnych	156
	8.2.3. Modele obliczeniowe sali audytoryjnej	158
	8.2.4. Wyniki modelowania numerycznego przepływu powietrza i ciepła w sali audytoryjnej	162
	8.2.5. Porównanie prognoz numerycznych z wynikami pomiarów w rzeczywistym	
	obiekcie	168
	8.2.6. Możliwości wykorzystania wyników obliczeń numerycznych do oceny	1.71
	warunkow komfortu ciepinego w auli	1/1

CONTENTS

LIST OF MAJOR DESIGNATION AND INDICES USED IN THE PAPER	8
1. INTRODUCTION	11
2. REVIEW OF THE METHODS OF AIR DISTRIBUTION PREDICTION IN VENTILATED ROOMS IN HISTORICAL ASPECT	14
3. APPLICATION OF COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD) TO PREDICTION OF VENTILATION AIRFLOWS	16
3.1. Actual position of CFD technique in application to ventilation airflow modelling	17
3.1.1. Simulation of flow turbulence	17
3.1.2. Discretization grid used	23
3.1.3. Ways of setting of the boundary conditions	27
3.2. The characteristic of CFD computer codes used to the prediction of ventilation airflow	21
4. PRINCIPLES OF THE QUALITY CONTROL OF NUMERICAL MODELLING	51
OF AIRFLOW IN VENTILATED ROOMS.	36
5. METHODOLOGY OF TESTING PROCEDURE	42
5.1. The characteristic of CFD computer codes used in the tests	42
5.2. Methods of numerical simulation quality control by comparison with experiment	49
5.3. Description of objects tests treated	51
6. VERIFICATION OF CFD COMPUTER CODE BY USER	57
6.1. Tests of chosen simple cases of ventilation flow	57
6.1.1. The ventilated room with plane jet supplied from the slot	58
6.1.3. The ventilated room with three inlet jets supplied from the inlet grid	60
6.1.4. The cavity with the heated wall	62 64
6.1.5. The ventilated cavity with heated ceiling	68
6.1.6. The room with heat source and quasi-laminar diffusers	72
6.2. Analysis of airflow self-modelling in the ventilated room	77
6.3. Analysis of the influence of discretization grid choice on the run and results of numerical calculations	79
6.3.1. The influence of discretization grid refinement in whole modelled room	79
6.3.2. The influence of discretization grid refinement in room internal objects and	
6.3.3. The influence of discretization grid adaptation to the Departure relation	80
6.4. Tests of turbulence models	86
6.5. Analysis of the run of iteration process convergence hy numerical solution of model	07 02
6.6. The most important effects of the CFD codes verification by user	93 98
7. VALIDATION OF SIMULATION OF ELEMENTARY VENTILATION	
AIRFLOWS WITH EXPERIMENTAL DATA USE	02
7.1. Analysis of accuracy of inlet jet modelling in mixing ventilation	02
7.1.1. Qualitative assessment of modelling accuracy of the jet supplied to the room 10)3

		7.1.2 Quantitative assessment of modelling accuracy of the jet supplied to the room 1	07
	72	Analysis of simulation accuracy of velocity field in zone of recirculation jets	14
	7.3.	Analysis of simulation accuracy of buoyancy plume above heat source in the modelled room in displacement ventilation	20
		 7.3.1. Qualitative assessment of modelling accuracy of the buoyancy plume above heat source 7.3.2 Quantitative assessment of modelling accuracy of the buoyancy plume above 	120
		heat source	125
	74	Analysis of simulation accuracy of gaseous contaminant propagation	129
	7.5.	Importance of the validation for the reliability improvement of the elementary ventilation airflows modelling	132
3.	CH RE.	ECKING OF NUMERICAL MODELLING OF FLOW OF AIR AND HEAT IN AL COMPLEX VENTILATED OBJECTS	134
	8.1.	Analysis of the simulation process of air and gaseous contaminant flow taking the laboratory in mixing and displacement ventilation as example	135
		8.1.1. Characteristic of the modelled object and its numerical model	135
		8.1.2. Prediction of air and contamination flows in mixing ventilation and comparison of the calculation results with the experiment	138
		8.1.3. Prediction of air and contaminant flows in displacement ventilation and	
		comparison of the calculation results with the experiment	141
		identification of flow	145
		8.1.5. Possibility of use of numerical calculation results to determination of local exhaust effectiveness	151
	8.2	Analysis of the simulation process of air and heat flow in large ventilated object with complex geometry taking the auditorium as example	153
		8.2.1. Problems occurred by modelling of the flow of air and heat in large ventilated object	153
		8.2.2. Characteristic of the modelled object and description of the experimental research	156
		8.2.3. Calculation models of the auditorium	158
		8.2.4. Numerical simulation results of air and heat flow in the auditorium	162
		real object	168
		assessment in the auditorium	171
	8.3	Assessment of helpfulness of the numerical modelling to airflow prediction in real ventilated objects	173
9	. RE	CAPITULATION AND GENERAL CONCLUSIONS	177
F	REFI	ERENCES	181
S	umr	nary	188

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I INDEKSÓW **UŻYWANYCH W PRACY**

(uzgodniony z PN-EN 12792)

Oznacz	enia	
A	-	pole powierzchni
Ar	_	liczba Archimedesa
В	_	szerokość pomieszczenia wentylowanego
С	_	stężenie zanieczyszczenia gazowego powietrza
C^*	_	simpleks stężenia zanieczyszczenia gazowego powietrza
С		fluktuacja stężenie zanieczyszczenia gazowego powietrza
C_p	_	ciepło właściwe powietrza w warunkach stałego ciśnienia
d_N	-	średnica otworu nawiewnego
DR	-	wskaźnik przeciągu
gi	-	przyspieszenie ziemskie
Η	-	wysokość pomieszczenia wentylowanego
İ	-	strumień pędu powietrza
İ,	_	składowa strumienia pędu pochodząca od uśrednionej prędkości
İ,	-	składowa strumienia pędu pochodząca od fluktuacji prędkości
k	_	energia kinetyczna turbulencji
L	-	długość pomieszczenia wentylowanego
m	_	współczynnik mieszania w modelu strugi nawiewanej
n	-	częstotliwość wymiany powietrza
р	-	ciśnienie powietrza
q _m	-	strumień masy
q_v	-	strumień objętości
r	-	współrzędna biegunowa profilu strugi, promień
Re	-	liczba Reynoldsa
R_t	-	szerokość profilu temperatury w strudze konwekcyjnej
R _W	-	szerokość profilu prędkości w strudze konwekcyjnej
<i>T</i> , <i>t</i>	-	średnia temperatura powietrza
To	-	temperatura odniesienia
T _u	-	intensywność turbulencji
\overline{V}	~	uśredniona (w czasie) prędkość powietrza
ν	_	fluktuacja prędkości
\overline{V}_m	-	uśredniona szybkość (uśredniony moduł wektora prędkości chwilowej)
Vm	-	fluktuacja szybkości
V_N	-	prędkość średnia w otworze nawiewnym
v_m^*	-	odchylenie standardowe fluktuacji szybkości
X, Y, Z	-	położenie płaszczyzn
x, y, z	-	współrzędne punktów modelowanej przestrzeni
x_o	-	odległość bieguna strugi nawiewanej
<i>Yt</i>	-	wysokość nad poziomem źródła ciepła
ξ	-	intensywność turbulencji oszacowana na podstawie obliczeń numerycznych k

- intensywność turbulencji oszacowana na podstawie obliczeń numerycznych k
- gęstość powietrza ____

ρ

- molekularny kinematyczny współczynnik lepkości powietrza v —
- współczynnik lepkości turbulentnej V_{l} _

- czas
- strumień ciepła, moc źródła _
 - szybkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji _
- fluktuacja temperatury _
- temperatura powierzchni _
 - współczynnik przewodzenia ciepła dla powietrza _
- współczynnik rozszerzalności cieplnej powietrza przy stałym ciśnieniu _
- skuteczność działania odciągu miejscowego -
- różnica temperatur, nadwyżka temperatury _
- Δt simpleks temperatury ΔT^* ____
- wymiary oczka siatki Δx , Δy , Δz –

Indeksy

τ

Φ

ε

Θ

9

λ

β

η

_	dotyczy wyników obliczeń numerycznych
-	dotyczy aproksymacji rozkładem Gaussa
-	dotyczy współrzędnych położenia lub składowych wektora w zapiste
	tensorowym
	dotyczy wartości maksymalnej
_	dotyczy wartości minimalnej
_	dotyczy otworu nawiewnego
_	dotyczy kolejnego oczka, węzła siatki lub składnika sumy
-	dotyczy osi strugi
	dotyczy strugi konwekcyjnej
_	dotyczy otworu wywiewnego lub ssawki
-	dotyczy składowej wzdłużnej wektora usrednionej predkości
-	dotyczy składowej pionowej wektora usrednionej prędkości
-	dotyczy składowej poprzecznej wektora usredmonej producete
-	dotyczy uśrednionej (w czasie) wartości parametru

1. WSTEP

Dobór koncepcii rozdziału powietrza w pomieszczeniu jest jednym z najistotniejszych etapów projektowania wentylacji oraz klimatyzacji. Przez rozdział powietrza zgodnie z projektem polskiej normy PN-EN 12792 rozumie się "(...) rozprowadzenie powietrza w pomieszczeniu, (...) w sposób zapewniający określone warunki, takie jak wielkość wymiany powietrza, ciśnienie, czystość, temperature, wilgotność, predkości powietrza i poziomu dźwięku, w określonej strefie tego pomieszczenia. która nazywa sie strefa przebywania ludzi. Osiąga się to zazwyczaj za pomocą nawiewników i wywiewników (...)". Ocena poprawności zaprojektowania i działania wentylacji przez użytkowników pomieszczeń zależy wiec w dużej mierze od właściwego doboru koncepcji rozdziału powietrza. Jednocześnie w zakresie tym trudno jest o jednolite normy czy wytyczne, a tematyka zwiazana z przepływem powietrza w pomieszczeniu wentylowanym uchodzi za najsłabiej rozpoznane zagadnienie związane z wentylacja i klimatyzacja. Wobec tego projektowanie rozdzjału powietrza czesto nastrecza różnych trudności i watpliwości. Projektant potrzebuje wiec wiarygodnego narzędzia pozwalającego na przewidywania skutków doboru koncepcji w postaci rozkładu parametrów powietrza w pomieszczeniach. Te stosowane dotychczas, a to badania w obiektach rzeczywistych lub w modelach fizykalnych, mimo swych niewatpliwych zalet, nie znalazły powszechnego zastosowania w projektowaniu. Natomiast czesto wykorzystywane w obliczeniach modele analityczne strug wentylacyjnych, bazujące na danych eksperymentalnych (Knobloch 1987), nie dawały pełnych informacji o przewidywanych efektach działania wentylacji.

Nadzieją na rozwiązanie tych problemów stało się prognozowanie przepływu powietrza wentylacyjnego przy wykorzystaniu **numerycznej mechaniki płynów**. Nazwa tej techniki obliczeniowej jest to polski odpowiednik angielskiej nazwy *Computational Fluid Dynamics*, w skrócie *CFD*, zatwierdzony przez Sekcję Numerycznej Mechaniki Płynów Komitetu Mechaniki Płynów PAN. Łączy ona ze sobą dwie niezależne i bardzo różne dyscypliny naukowe: mechanikę płynów i metody numeryczne. Określa się nią metody numeryczne służące do rozwiązywania modeli opisujących przepływ płynów w powiązaniu z wymianą ciepła, znajdujące już wcześniej z powodzeniem zastosowanie w innych dziedzinach nauki i techniki, np. w meteorologii czy inżynierii procesowej. Rozwiązywane w nich modele bazują na równaniach różniczkowych, będących matematycznym zapisem praw zachowania masy, pędu i energii.

Metoda ta jest już od pewnego czasu stosowana przez badaczy przepływów wentylacyjnych. Wraz ze zwiększeniem możliwości i dostępności obliczeń komputerowych zaczyna ona być wykorzystywana również jako narzędzie projektanta przy doborze i sprawdzeniu koncepcji rozdziału powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Stąd też obok skomplikowanych pakietów CFD, także niekomercyjnych, zawierających wiele opcji tego modelowania, stosowanych zazwyczaj do celów badawczych w różnych dziedzinach nauki, pojawiły się komercyjne programy z podstawowymi opcjami CFD, dotyczące jedynie przepływów wentylacyjnych i mogące również mieć zastosowanie inżynierskie.

Analizując wyniki obliczeń prowadzonych za pomocą tego fascynującego narzędzia, dostrzeżono jednak jego niedoskonałości. Zaobserwowano mianowicie, że w niektórych przypadkach przepływu obrazy przepływu powietrza, otrzymane na podstawie modelowania, były nierealne fizycznie. W innych zaś, mimo jakościowego podobieństwa do rzeczywistych przepływów, obliczone wartości parametrów powietrza różniły się dość znacznie od zmierzonych w takich samych obiektach. Przyczyn tych błędów można się domyślać zarówno po stronie modelu numerycznego, występujących w nim uproszczeń i braku dostosowania do specyfiki przypadków przepływów wentylacyjnych, jak i po stronie użytkownika programu i jego nieumiejętności pełnego wykorzystania możliwości programu. Zachodzi więc potrzeba doskonalenia obliczeń numerycznych metodą CFD tak, aby było możliwe jak najdokładniejsze odwzorowanie rzeczywistych warunków panujących w pomieszczeniach wentylowanych. Pierwszym krokiem do ulepszenia stosowanych metod obliczeniowych jest sprawdzenie jakości numerycznego modelowania. Powinno ono być przeprowadzane zarówno przez autorów programu komputerowego na etapie jego tworzenia, jak i przez jego użytkowników w trakcie pracy nad przypadkami przepływu, będącymi przedmiotem ich zainteresowań.

Potrzeba takich badań została już dostrzeżona przez wielu badaczy. W literaturze znaleźć można wskazówki na ten temat (Chen i Srebric 2002, Soerensen i Nielsen 2003, Jiang i in. 2004) oraz przykłady przeprowadzonych porównań wyników obliczeń i eksperymentu fizycznego (Aneks 26 1998). Tematyka ta stała się też jedną z najczęściej prezentowanych w ostatnich latach w ramach cyklicznej międzynarodowej konferencji tematycznej *Conference on Air Distribution in Rooms* ROOMVENT, w czym udział swój zaznaczyła również autorka (Lipska i in. 2000, Lipska i in. 2004). Analizy te mają jednak charakter wyrywkowy, dotyczą wybranych, często prestiżowych, obiektów wentylowanych lub systemów wentylacji, a obliczenia wykonywane są najczęściej za pomocą programów o charakterze badawczym; w mniejszym stopniu odnoszą się do komercyjnych programów o charakterze inżynierskim.

Istniejące opracowania na ten temat nie stanowią bazy ułatwiającej działania potencjalnemu użytkownikowi programu CFD, nie dysponującemu szerszą wiedzą dotyczącą tej metody obliczeń. Wyraźnie odczuwalny jest brak całościowego potraktowania zagadnienia sprawdzenia jakości modelowania numerycznego przez użytkownika, które mogłoby posunąć naprzód praktyczne wykorzystanie modelowania numerycznego przepływu powietrza i ciepła w pomieszczeniach wentylowanych na etapie projektowania. Tym bardziej, że obserwuje się coraz szersze zainteresowanie projektantów takim prognozowaniem rozdziału powietrza wentylacyjnego. Biorąc jednak pod uwagę obecne realia na rynku projektowym i proporcje cenowe, można liczyć, że w najbliższych latach dotyczyć będzie ono tańszych programów komercyjnych, zawierających podstawowe opcje modelowania CFD. Z tym wiąże się z kolei większe niebezpieczeństwo niedokładności otrzymanych wyników obliczeń, będące skutkiem niezbędnych uproszczeń zastosowanych w takich programach.

Starając się wypełnić lukę informacyjną w tym zakresie, jako cel niniejszej pracy postawiono zaproponowanie metodyki i przeprowadzenie kompleksowej kontroli jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych przy wykorzystaniu danych eksperymentalnych. Cel ten realizowano na przykładzie wybranych programów komputerowych z podstawowymi opcjami modelowania CFD z punktu widzenia ich użytkownika. Działania prowadzace do tego celu podzielono na trzy zasadnicze części: weryfikację przez użytkownika, walidacje i sprawdzenie dokładności modelowania przepływu powietrza w rzeczywistych obiektach wentylowanych. Na każdym z tych etapów najlepszym sposobem oceny jakości jest porównanie wyników prognoz numerycznych z odpowiednimi rezultatami pomiarów w badanym objekcie lub jego modelu fizykalnym. Do osiągnięcia tego celu mogą być też wykorzystane wyniki obliczeń analitycznych bądź rozkłady uniwersalne parametrów powietrza. Po przeprowadzeniu tego typu testów użytkownik powinien móc z przekonaniem i zaufaniem stosować program CFD jako narzędzie do prognozowania rozdziału powietrza wentylacyjnego w badaniach i na etapie projektowania inżynierskiego, mając jednocześnie świadomość popełnianych przy tym błędów i ich źródeł.

Przygotowując monografię, autorka wykorzystała swoje wieloletnie doświadczenie w pracy z programami CFD, począwszy od własnego programu WENTYLACJA, opracowanego w ramach pracy doktorskiej (Knobloch 1987), poprzez udział w grantach KBN i PBZ (Mierzwiński i in. 1998, Lipska i in. 2002, Mierzwiński i in. 2004), realizowanych w Katedrze Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania Politechniki Śląskiej, również w powiązaniu z Aneksem 26 IEA (Lipska 1997a), (Lipska 1997b) oraz liczne prace własne prowadzone w latach 1996-2006 (Lipska 1999a, Lipska 1999b, Lipska 1999c, Lipska 2000, Lipska i in.2000, Lipska 2001, Lipska i in. 2001, Lipska 2003, Lipska i in. 2003, Lipska i in.2004, Lipska 2006a, Lipska 2006b), po działalność w ramach Centrum Doskonałości ENER-INDOOR (Lipska i Kuciel 2003).

Przedstawione opracowanie stanowi kontynuację, rozszerzenie i podsumowanie tych wieloletnich prac badawczych w zakresie eksperymentalnego sprawdzania modelowania numerycznego CFD. W trakcie jego przygotowywania, oprócz zagadnień spodziewanych jako istotne przy realizacji tego tematu, takich jak np. wpływ modeli turbulencji, siatki dyskretyzacji, zadawanie warunków brzegowych, napotkano na nieoczekiwane problemy, które wymagały dogłębnego wyjaśnienia, jak np. nieuzasadnione fizycznie obrazy przepływu powietrza w pomieszczeniu.

Zdecydowana większość danych eksperymentalnych, wykorzystanych w pracy do porównań z wynikami numerycznego prognozowania, pochodzi z pomiarów przeprowadzanych w ramach działalności badawczej Katedry Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania Politechniki Śląskiej. Za ich udostępnienie autorka dziękuje swoim współpracownikom: prof. dr. hab. inż. Stanisławowi Mierzwińskiemu, dr. inż. Zbigniewowi Trzeciakiewiczowi, dr inż. Ewie Gierczyckiej, dr inż. Marii Hurnik, mgr inż. Monice Blaszczok i prof. dr. hab. inż. Zbigniewowi Popiołkowi, któremu jednocześnie pragnie wyrazić wdzięczność za cenne wskazówki w trakcie realizacji badań. Podziękowania należą się również byłym dyplomantom, współpracującym przy wykonywaniu obliczeń, a zwłaszcza mgr inż. S. Misiek, B. Sobczak, J. Gizler, K. Siwemu, K. Musiołowi i P. Wagnerowi.

2. PRZEGLĄD METOD PRZEWIDYWANIA ROZDZIAŁU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH W ASPEKCIE HISTORYCZNYM

Projektant wentylacji czy klimatyzacji starał się zawsze przewidywać obraz przepływu powietrza wytworzony w pomieszczeniu wentylowanym, aby upewnić się co do poprawności przyjętej koncepcji rozdziału powietrza. Wobec braku odpowiednich narzędzi w przeszłości najczęściej kierował się przy tym intuicją i doświadczeniem wyniesionym z wcześniejszych badań i obserwacji działania wentylacji, przeprowadzonych w obiektach rzeczywistych, podobnych do projektowanego (Trzeciakiewicz i Wąsacz 1975, 1983). Posługiwał się też modelami analitycznymi elementarnych przepływów wentylacyjnych, takich jak strugi nawiewane (Abramowicz 1960), czy strugi konwekcyjne (Baturin i Elterman 1963), bazującymi na danych eksperymentalnych. Mógł sobie też pomóc, korzystając z kart katalogowych producentów nawiewników np. firmy Trox, czy w późniejszym czasie z programów komputerowych, oferowanych przez te firmy, proponujących uproszczone sposoby obliczania rozkładu parametrów w pomieszczeniach, np. z programu Pro-Air. Jednak metody te dawały jedynie fragmentaryczne informacje o przewidywanych parametrach powietrza w niektórych częściach pomieszczenia wentylowanego.

Kolejnym etapem rozwoju metod przewidywania przepływu powietrza stało się modelowanie fizykalne w obiektach w zmniejszonej skali w warunkach laboratoryjnych (Mierzwiński i Majerski 1974), którego udoskonalenie związane było z rozwojem technik pomiarowych, w tym przede wszystkim anemometrii. Istotne było zwłaszcza jej dostosowanie do wymagań przepływów wentylacyjnych (Mierzwiński i Popiołek 1980). Przy tego typu badaniach musiały być spełnione warunki samopodobieństwa przepływu, z czym nie było zazwyczaj problemu dla strug nawiewanych i niekiedy przepływów konwekcyjnych. Nie zawsze mogły być one zachowane dla przepływów recyrkulacyjnych, obejmujących dużą część pomieszczenia, w tym strefę przebywania ludzi. Zastosowanie tej metody pozwalało na uzyskanie bardzo dobrych i szczegółowych informacji o rozkładach parametrów powietrza w obiektach wentylowanych. Umożliwiało też dokonywanie optymalizacji doboru koncepcji rozdziału powietrza wentylacyjnego. Nie mogła być ona jednak powszechnie wykorzystywana przez projektantów wentylacji, gdyż była kosztowna, wymagająca dużego zaplecza laboratoryjnego oraz czaso- i pracochłonna. Znalazła więc zastosowanie jedynie dla wybranych przypadków typowych pomieszczeń, takich jak na przykład: sale audytoryjne (Mierzwiński i Majerski 1976), duże hale sprzedaży (Wąsacz i in. 1976), czy hale ogrzewane powietrznie (Kateusz i in. 1986). Modelowanie fizykalne wykonywane było także dla nietypowych ale ważnych z różnych względów obiektów, w których bez szczegółowych badań trudno było o decyzje odnośnie do wyboru najlepszej koncepcji rozdziału powietrza, np. dla hali pieców hutniczych (Mierzwiński i in. 1990, Nawrocki i in. 1992), czy dla hali sportowej (Mierzwiński i in.1998) i (Aneks 26 1998).

Wraz z rozwojem i upowszechnieniem komputerów pojawiła się możliwość wykorzystania do przewidywania przepływów wentylacyjnych techniki **numerycznej** mechaniki płynów CFD. Jest to metoda tańsza i mniej pracochłonna od eksperymentu fizykalnego i nie wymagająca stosowania skomplikowanej aparatury pomiarowej. Można ją stosować do badań w obiektach, w których pomiary są utrudnione ze względu na przykład na duże wymiary, wysokie temperatury, wydzielanie szkodliwych dla zdrowia zanieczyszczeń bądź bardzo małe, niemierzalne lub zbyt duże prędkości przepływu powietrza.

Początki jej stosowania do modelowania przepływów wentylacyjnych sięgają lat siedemdziesiątych XX wieku, kiedy to Launder i Spalding (1972) opracowali odpowiedni dla tego celu model turbulencji. Początkowo do lat osiemdziesiątych, ze względu na mniejsze możliwości obliczeniowe dostępnych komputerów, ograniczano się jedynie do rozwiązywania przypadków przepływów dwuwymiarowych z rzadką siatką dyskretyzacji (Nielsen 1976, Gosman i Ideriah 1976, Rheinländer 1985). W ten etap prac nad metodą wpisała się również autorka poprzez opracowanie i wykorzystanie do obliczeń programu CFD Wentylacja (Knobloch 1987). Pozwalał on na obliczenia przepływów dwuwymiarowych z możliwością uzupełnienia o dane eksperymentalne warunków brzegowych w strudze nawiewanej, co stanowiło prototyp później rozwiniętej metody *box*.

Kolejny krok w rozwoju metody CFD stanowią obliczenia dla przypadków przepływów trójwymiarowych i coraz szersze jej zastosowanie jako narzędzia w badaniach naukowych z zakresu wentylacji. Prowadzą one do udoskonalenia metody poprzez wprowadzenie do modelu nowych lub zmodyfikowanych modeli turbulencji (Patel i in.1985, Karimipanah 1996, Murakami i in.1994), modyfikację przyściennych warunków brzegowych (Yuan i in.1993, Yuan i Moser 1994, Kriegel i Mueller 2005), zastosowanie nowych siatek dyskretyzacji o różnej strukturze (Murakami i in.1989). Podsumowaniem działań w tym zakresie w latach dziewięćdziesiątych staje się wyraźna reprezentacja tej problematyki w opracowaniach dwóch Aneksów IEA, dotyczących badań rozdziału powietrza wentylacyjnego: Aneksu 20 (Chen i in. 1992b) i Aneksu 26 (1998), w którego pracach wzięła udział również autorka. Wraz z upływem lat modelowanie numeryczne przepływów wentylacyjnych staje się coraz bardziej dominującą tematyką w trakcie odbywających się od 1987 roku cyklicznych, międzynarodowych konferencji ROOMVENT, organizowanych co dwa lata przez różne ośrodki badawcze, w tym w 1994 roku w Polsce przez Katedrę KOWiTO Politechniki Ślaskiej.

W wyniku przeprowadzonych tych wszystkich badań uwidoczniła się potrzeba udoskonalenia wyników obliczeń numerycznych metodą CFD. Zadanie to wydaje się być najistotniejsze na obecnym etapie prac nad tą metodą, a w jego realizację doskonale wpisuje się niniejsza monografia. Pierwszym krokiem w realizacji tego celu jest dotarcie do źródeł występujących w prognozach błędów i niedoskonałości poprzez kontrolę jakości z wykorzystaniem wyników eksperymentu fizycznego. Dopiero w następnej kolejności dążyć można do ich wyeliminowania.

Podsumowując należy podkreślić, że modelowanie numeryczne CFD jest pierwszą w historii wentylacji metodą prognozowania przepływów powietrza w pomieszczeniach wentylowanych, mogącą znaleźć powszechne zastosowanie w projektowaniu. Przy dzisiejszym szerokim dostępie do komputerów i dalszym rozwoju elektronicznej techniki obliczeniowej będzie to zapewne realne już w niedługim czasie. Właściwe i świadome korzystanie z tej metody wymaga jednak znajomości problematyki takiego modelowania i jego aktualnego stanu rozwoju, ze szczególnym uwzględnieniem specyfiki przepływów wentylacyjnych, co przedstawione zostało w następnym rozdziale pracy.

3. ZASTOSOWANIE NUMERYCZNEJ MECHANIKI PŁYNÓW (CFD) DO PROGNOZOWANIA PRZEPŁYWÓW POWIETRZA WENTYLACYJNEGO

Metody numeryczne określane mianem numerycznej mechaniki płynów, nazywane w dalszym ciągu angielskim skrótem CFD, mogą znaleźć zastosowanie również w badaniach i projektowaniu wentylacji do:

- prognozowania obrazu przepływu powietrza w pomieszczeniu,
- określenia przewidywanych rozkładów parametrów powietrza, przede wszystkim: prędkości, temperatury, wilgotności względnej, stężenia zanieczyszczeń powietrza w całym pomieszczeniu lub w jego części, na przykład w strefie przebywania ludzi,
- optymalizacji lokalizacji, konstrukcji i wymiarów otworów wentylacyjnych (Lipska i Nawrocki 2002).

Punktem wyjścia dla tych metod są równania różniczkowe, będące matematycznym zapisem praw zachowania:

- masy równanie ciągłości przepływu,
- pędu równanie Naviera-Stokesa,
- energii równanie energii,
- w połączeniu z równaniem dyfuzji i równaniem stanu.

Są to równania różniczkowe cząstkowe, eliptyczne, w których zmiennymi niezależnymi są współrzędne rozpatrywanego punktu przestrzeni x_i , czyli x, y, z oraz czas τ , a z których wyznaczyć można rozkłady chwilowych wartości następujących zmiennych zależnych: składowych wektora prędkości, ciśnienia i temperatury płynu oraz stężeń zanieczyszczeń gazowych.

Aby rozwiązać te równania należy zadać warunki początkowe i brzegowe, geometryczne, kinetyczne i cieplne dla modelowanego przepływu w przestrzeni. Ponieważ opisywany układ równań różniczkowych cząstkowych w sensie matematycznym jest silnie nieliniowy, nie może być on rozwiązany analitycznie, z wyjątkiem bardzo uproszczonych przypadków o ograniczonym zastosowaniu praktycznym. Rozwiązuje się więc go metodami numerycznymi. Równania układu dyskretyzuje się najczęściej stosując metody: różnic skończonych (FD), objętości kontrolnej (FVM) i elementów skończonych (FEM) przy różnych schematach (Quick, SIMPLE) dla odpowiednich siatek dyskretyzacji, strukturalnych bądź niestrukturalnych. Rozwiązanie tak przekształconego układu przeprowadza się iteracyjnie z zastosowaniem różnych procedur (Awbi 2003).

Wykorzystanie metody CFD do prognozowania przepływów powietrza w pomieszczeniach wentylowanych wymaga uwzględnienia w modelu numerycznym specyfiki zachodzących w takim przypadku zjawisk fizycznych dla przepływów trójwymiarowych, stacjonarnych i niestacjonarnych, w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych. Wiąże się to z koniecznością rozwiązania szeregu problemów, z których najistotniejsze zostaną w dalszym ciągu zasygnalizowane.

Poważną trudność w rozwiązywaniu układu równań stanowi fakt, iż przepływy w pomieszczeniach wentylowanych są w większości przypadków przepływami turbulentnymi. Pociąga to za sobą konieczność wprowadzenia odpowiedniego opisu zjawiska burzliwości. Z modelowaniem turbulencji związany jest również wybór sposobu zadawania warunków brzegowych na ścianach stałych i w ich bezpośrednim sąsiedztwie. Poprzez odpowiednie zadanie warunków brzegowych oraz początkowych na ścianach otaczających modelowany obszar oraz w otworach wentylacyjnych uwzględnić należy kształt, wymiary i wyposażenie pomieszczenia, temperatury otaczających przegród lub strumienie ciepła przez nie przenikające, konstrukcję oraz lokalizację otworów nawiewnych i wywiewnych, parametry strug powietrza nawiewanego, wielkość, moc i rozmieszczenie źródeł ciepła oraz emisji zanieczyszczeń gazowych itp.

Istotną sprawą jest właściwy dla kształtu i wyposażenia pomieszczenia dobór siatki dyskretyzacji, jej struktury i zagęszczenia.

Z punktu widzenia przepływów wentylacyjnych i dokładności ich odwzorowania najistotniejszą jednak sprawą w modelowaniu techniką CFD, odróżniającą ten rodzaj przepływów od innych rozwiązywanych przypadków, jest sposób opisu otworów nawiewnych i zadawania warunków brzegowych w strugach nawiewanych.

Wszystkie wymienione specyficzne problemy były przez ostatnie lata w różny sposób rozwiązywane w modelach CFD stosowanych do badań przepływów wentylacyjnych, co wpłyneło na aktualny stan tej techniki.

3.1. Aktualny stan techniki CFD w zastosowaniu do modelowania przepływów powietrza wentylacyjnego

W dalszym ciągu dokonano przeglądu aktualnego stanu i tendencji rozwoju techniki CFD zastosowanej do modelowania przepływów wentylacyjnych (Aneks 26 1998, Mierzwiński i in. 1998, Lipska 1999c, Lipska 2000). Wzięto przy tym pod uwagę przede wszystkim najistotniejsze, specyficzne dla modelowania takich przepływów zagadnienia.

3.1.1. Modelowanie turbulencji przepływu

Bezpośrednie rozwiązanie numeryczne równań różniczkowych, opisujących w pełni turbulentny przepływ powietrza wentylacyjnego (*Direct Numerical Simulation – DNS*), nie jest obecnie jeszcze możliwe. Wymaga to bowiem zastosowania bardzo drobnej siatki dyskretyzacji i bardzo małego kroku czasowego (Chen i Jiang 1992), co przy dzisiejszym stanie techniki komputerowej pozwala na praktyczne wykorzystanie tej metody jedynie dla przepływów z małą wartością liczby Reynoldsa. Dlatego proponowane są w literaturze różne sposoby opisu turbulencji, zwane modelami turbulencji, które umożliwiają obliczenia przy większych wymiarach oczek siatki. Rodzaje tych modeli, ich podział i powiązania pomiędzy nimi przedstawione są na schemacie na rys. 3.1.1. Znalazły się na nim zarówno modele charakteryzowane w tym podrozdziale, jak i opisywane oraz wykorzystywane w dalszej części pracy. Równania modeli turbulencji tworzy się dla parametrów przepływów uśrednionych, przy czym stosowane są dwa rodzaje uśredniania: w czasie oraz w przestrzeni (filtracja przestrzenna).

Modele bazujące na uśrednieniu czasowym

Uśrednione w czasie równania podstawowego modelu matematycznego przepływu, w których pojawiają się uśrednione w czasie wartości zmiennych zależnych: składowe wektora uśrednionej prędkości \overline{V}_i , uśrednionej temperatury T, uśrednionego stężenia \overline{C} i uśrednionego ciśnienia p, nazywane są równaniami Reynoldsa. Wyrażają one jedynie ruch

wirów wielkoskalowych, wystarczająca jest więc do ich rozwiązania rzadka siatka dyskretyzacji. Przyjmują one w zapisie tensorowym następującą postać:

- równanie ciągłości przepływu:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho \overline{V}_i)}{\partial x_i} = 0$$
(3.1.1)

- równanie Naviera-Stokesa (równanie Reynoldsa):

$$\frac{\partial(\rho \overline{V}_{i})}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho \overline{V}_{i} \overline{V}_{j})}{\partial x_{j}} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_{i}} - \rho \cdot g_{i}\beta \cdot (\overline{T} - T_{o}) + \frac{\partial(\nu \cdot \rho \cdot \partial \overline{V}_{i}\partial x_{j})}{\partial x_{j}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(-\rho \overline{v_{i} v_{j}})$$

zmiana
w czasie konwekcja gradient ciśnienia wypór cieplny dyfuzja (3.1.2)

- równanie energii:

$$\frac{\partial \left(\rho \cdot c_{p} \cdot \overline{T}\right)}{\partial \tau} + \frac{\partial \left(\rho \cdot c_{p} \cdot \overline{V}_{j} \cdot \overline{T}\right)}{\partial x_{j}} = \partial \left(\lambda \cdot \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_{j}}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} \left(-\rho \cdot c_{p} \cdot \overline{v_{j}} \cdot \Theta\right) + S_{T} \qquad (3.1.3)$$

zmiana
w czasie
konwekcja
dyfuzja
dyfuzja

- równanie dyfuzji zanieczyszczeń gazowych :

$$\frac{\partial \left(\rho \cdot \overline{C}\right)}{\partial \tau} + \frac{\partial \left(\rho \cdot \overline{V}_{j} \cdot \overline{C}\right)}{\partial x_{j}} = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(-\rho \overline{v_{j} \cdot c}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left(\rho \cdot D \cdot \frac{\partial \overline{C}}{\partial x_{j}}\right), \qquad (3.1.4)$$

Zmiana
w czasie konwekcja dyfuzja

gdzie D jest współczynnikiem dyfuzji.

Za pomocą równania dyfuzji opisuje się rozprzestrzenianie się zanieczyszczeń gazowych, a także zanieczyszczeń pyłowych o średnicy <5µm.

W tych uśrednionych równaniach występują wyrażenia zawierające składowe pulsacyjne zmiennych zależnych, np. korelacje postaci: $v_i v_j$, czyli uśredniony iloczyn składowych pulsacyjnych prędkości, zapisywane zazwyczaj w postaci naprężeń Reynoldsa τ_s :

$$\tau_s = -\rho\left(\overline{v_i \, v_j}\right) \tag{3.1.5}$$

i traktowane jako wpływ turbulencji na przepływ uśredniony. Ich obecność powoduje, że układ równań Reynoldsa nie jest zamknięty. Poszczególne modele turbulencji bazujące na uśrednieniu czasowym różnią się między sobą sposobem określania naprężeń Reynoldsa, a co za tym idzie – tworzenia równań zamykających układ. Modele turbulencji dzielą się z tego względu na dwie grupy: modele naprężeń Reynoldsa i modele lepkości turbulentnej.

Modele naprężeń Reynoldsa (Reynolds Stress Models - RSM)

Naprężenia Reynoldsa wyznaczane są w nich bezpośrednio z własnych równań transportu. Można to potraktować jako pierwszy stopień uproszczenia w stosunku do DNS. Najbardziej precyzyjnym z modeli RSM jest *Differential Second-moment Closure Model*



Fig.3.1.1. The turbulence models applied for the simulation of ventilation airflows and their correlations (Lipska 1999c)

(DSM) (Murakami i in. 1994), w którym rozwiązywane są równania różniczkowe transportu

dla naprężeń Reynoldsa we wszystkich trzech kierunkach oraz równania dla korelacji $\left(-\nu\Theta^{*}\right)$, występujących w równaniach Reynoldsa. Ze względu na dużą pracochłonność obliczeń za pomocą tego modelu częściej wykorzystywana jest jego uproszczona postać Algebraic Stress Model ASM) (Kato i in. 1994), w której równania różniczkowe transportu są zastąpione przez wyrażenia algebraiczne. Modele RSM wykorzystuje się obecnie w skomplikowanych przypadkach z turbulencją wyraźnie anizotropową, jedynie do celów badawczych i nie znalazły dotąd zastosowania w programach komercyjnych CFD do modelowania przepływów w pomieszczeniach wentylowanych.

Modele lepkości turbulentnej (Eddy- Viscosity Models-EVM)

Modele te bazują na hipotezie Boussinesqua, według której naprężenia Reynoldsa w przepływie nieściśliwym wyrazić można następującą zależnością:

$$\mathbf{r}_{s} = -\rho \overline{\mathbf{v}_{i} \mathbf{v}_{j}} = \rho \cdot \mathbf{v}_{i} \cdot \left(\frac{\partial \overline{V}_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial \overline{V}_{j}}{\partial x_{i}} \right)$$
(3.1.6)

We wzorze tym wprowadzono współczynnik lepkości turbulentnej v_i , który opisuje lokalny stan turbulencji i w przeciwieństwie do molekularnego współczynnika v jest zmienną zależną od położenia oraz czasu.

Modele EVM różnią się między sobą sposobem wyznaczania tego współczynnika. Nazwa ich związana jest z liczbą równań transportu parametrów, na podstawie których oblicza się ten współczynnik (rys. 3.1.1). Są one przeznaczone w zasadzie do opisu turbulencji izotropowej. Wśród nich najbardziej znany jest model dwurównaniowy k- ε , obecnie najczęściej stosowany w komercyjnych i niekomercyjnych pakietach CFD. Został on rozwinięty w wersji standardowej przez Laundera i Spaldinga (1972). Współczynnik lepkości turbulencję przepływu:

 energii kinetycznej turbulencji k, będącej miarą tej części energii kinetycznej przepływu, której źródłem są fluktuacje prędkości:

$$k = \frac{1}{2} \overline{v_i v_i} \tag{3.1.7}$$

 szybkości dyssypacji tej energii c, interpretowanej fizycznie jako szybkość zamiany energii kinetycznej na ciepło w wyniku rozpadu wirów:

$$\varepsilon = v \frac{\partial v_i \cdot \partial v_i}{\partial x_j \cdot \partial x_j}$$
(3.1.8)

Są one związane z lepkością turbulentną następującą zależnością:

$$v_t = C_\mu \cdot k^2 / \varepsilon \tag{3.1.9}$$

Wartości k i ε w modelowanym obszarze wyznacza się z równań różniczkowych transportu: – równania transportu energii kinetycznej turbulencji:

$$\frac{\partial k}{\partial \tau} + V_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = v_i \frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \overline{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{V}_j}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v_i + \frac{v_i}{\Pr_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + g_j \beta \frac{v_i}{\Pr_i} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (3.1.10)$$
Zmiana
w czasie
konwekcja
produkcja
dyfuzja
wypór
cieplny
dyszypacja

- równania transportu szybkości dyssypacji energii kinetycznej turbulencji:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \overline{V}_{j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} = C_{1} \frac{\varepsilon}{k} v_{t} \left(\frac{\partial \overline{V}_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial \overline{V}_{j}}{\partial x_{i}} \right) \frac{\partial \overline{V}_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\left(v + \frac{v_{t}}{\Pr_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_{j}} \right] - C_{2} \frac{\varepsilon^{2}}{k} + \frac{2}{N} \frac{2}{N} \frac{1}{N} \frac{1}$$

Wartości liczb Prandtla: turbulentnej Pr_t , energijnej Pr_k i dyssypacyjnej Pr_{ε} oraz współczynników C_{μ} , C_1 , C_2 , C_3 , występujących w równaniach, określone zostały poprzez eksperyment lub optymalizację komputerową dla różnych typów przepływów.

Standardowy model k- ε stosuje się do opisu turbulencji w przepływach z dużymi wartościami liczb Re. Został on rozwinięty w zasadzie dla przepływów z turbulencją izotropową, lecz stosuje się go też dla przepływów z burzliwością anizotropową, mając świadomość popełnianego przy tym błędu. Przy obecnym stanie techniki komputerowej stanowi on bowiem nadal kompromis pomiędzy dokładnością obliczeń a nakładami na nie.

Uzupełnienie modelu k- ε o analizę przepływów z małą wartością liczby Reynoldsa, np. przepływów przyściennych, obszarów przepływów quasi-laminarnych i stagnacji wewnątrz dużych pomieszczeń wentylowanych jest możliwe dzięki modelom *Low Reynolds Number (LRN)* (Patel i in. 1985). Tworzy się je poprzez wprowadzenie do równań transportu k i ε standardowej wersji modelu współczynników oraz funkcji uwzględniających bezpośredni wpływ lepkości molekularnej. Dodaje się także człony wyporowe, pozwalające na modelowanie turbulencji w warunkach nieizotermicznych.

Innym sposobem pozwalającym na uwzględnienie w przepływie wpływu turbulencji małoskalowych jest model zrenormalizowany (*RNG*) (Awbi 2003), w którym do równania transportu ε wprowadza się człon zawierający losową funkcję opisującą wymuszenie przepływu. Model ten może znależć zastosowanie w przypadkach przepływów z konwekcją przy ścianie. Należy zauważyć, że uzyskane tą drogą wyniki obliczeń są tylko w nieznacznym stopniu dokładniejsze od rezultatów otrzymanych z wykorzystaniem standardowego modelu k- ε .

Istnieje też wersja modelu k- ε dla przepływów z burzliwością anizotropową (Karimipanah 1996). Różnica w porównaniu ze standardową wersją polega tu na sposobach określenia współczynników w równaniu transportu ε oraz wyznaczenia naprężeń Reynoldsa. Model taki pozwala na osiągnięcie lepszych wyników niż standardowy, zwłaszcza tam, gdzie anizotropowość turbulencji jest znaczna i istotna, czyli np. w pobliżu otworu nawiewnego w strefie przejściowej strugi nawiewanej i w większych odległościach od nawiewnika – w strefie recyrkulacji.

Modele bazujące na uśrednieniu przestrzennym (filtracji przestrzennej)

Przykładem modelu bazującego na uśrednieniu przestrzennym jest metoda symulacji dużych wirów *Large Eddy Simulation (LES)*, rozwinięta początkowo na potrzeby meteorologii (Deardorff 1970), której zastosowanie do modelowania przepływów wentylacyjnych może być też interesujące (Davidson, Nielsen 1996), (Sorensen i in. 1996). Wykorzystuje się w niej hipotezę, że przepływ turbulentny może być podzielony na duże i małe wiry tak, że podział pomiędzy nimi nie ma znaczącego wpływu na rozwój dużych wirów. W pierwszej kolejności dokonuje się filtracji wirów. Wiry mniejsze niż szerokość filtra (w skali podsiatkowej "subgrid") nie są analizowane bezpośrednio. Natomiast wiry większe od szerokości filtra, czyli w praktyce – od wymiaru oczka siatki, są symulowane bezpośrednio za pomocą układu podstawowych równań różniczkowych modelu, które po przeprowadzeniu filtracji przestrzennej przyjmują w zapisie tensorowym postać:

- równanie Naviera Stokesa:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(i \cdot \hat{v}_j \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \hat{\rho}}{\partial x_i} + v \cdot \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$$
(3.1.12)

- równanie ciągłości przepływu:

$$\frac{\partial \hat{v}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{3.1.13}$$

W równaniach tych występują zmienne zależne uśrednione przestrzennie: składowe wektora prędkości \hat{v}_i oraz ciśnienie \hat{p} . Pojawiające się w równaniu (3.1.13) naprężenia podsiatkowe τ_{ij} definiuje się następująco:

$$\tau_{ij} = \nu_i \nu_j - \hat{\nu}_i \cdot \hat{\nu}_j \tag{3.1.14}$$

Ujmują one wpływ małych wirów pomijanych w wyniku filtrowania. Wyznaczane są z wykorzystaniem modeli podsiatkowych (*Subgrid Models*), na przykład prostego modelu Smagorinskiego lub bardziej złożonego modelu dynamicznego (*The Dynamic Subgrid Model*). Bazują one na hipotezie Boussinesqua zakładającej, że turbulentne naprężenia τ_{ij} są proporcjonalne do gradientu uśrednionej prędkości lub bardziej ogólnie do gradientu szybkości odkształcenia dla dużej skali wirów.

Za pomocą metody LES można przeprowadzić obliczenia dla trójwymiarowych przepływów zależnych od czasu. Dzięki jej zastosowaniu można uzyskać więcej informacji niż w przypadku stosowania uśredniania czasowego. Ma to znaczenie zwłaszcza dla przepływów, w których uśrednianie to powoduje wyfiltrowywanie zbyt dużej liczby informacji. Przykładem może być tu przepływ przejściowy, a także przepływ oderwany, gdzie hipoteza o uśrednionej prędkości i fluktacyjnej nie jest odpowiednia, gdyż obydwie te wielkości są tego samego rzędu. W przypadku przepływów powietrza w pomieszczeniach wentylowanych dotyczy to zwłaszcza strefy recyrkulacji, gdzie również fluktuacje prędkości mogą być bardzo duże w porównaniu z uśrednioną prędkością.

W ostatnich latach pojawiły się rozwiązania tą metodą przepływów w pomieszczeniach wentylowanych (Davidson i Nielsen 1998, Peng i Davidson 2000, Mueller i Davidson 2000), są to jednak dopiero początki. Pokonać należy jeszcze szereg trudności, w tym bardzo długi czas obliczeń i konieczność zapisywania ogromnej liczby wyników, dużo większej niż dla np. modelu k- ε . Wynika to z tego, że gdy w modelu k- ε rozwiązuje się opis uśrednionego w czasie pola przepływu, w metodzie LES powstają długie sekwencje pól nieustalonych w czasie, które dopiero później się uśrednia. Przeprowadzone już tą metodą obliczenia wykazały występowanie dużych chwilowych fluktuacji prędkości niemożliwych do uchwycenia przy uśrednieniu czasowym. Jednak przydatność tego modelu do modelowania przepływów wentylacyjnych wydaje się już dziś niekwestionowana i należy za raportem Aneksu 26 IEA (1998) uznać, że LES jest najbardziej przyszłościowym modelem do obliczeń w tym zakresie.

Może o tym również świadczyć zestawiona w tab. 3.1.1 ocena przydatności najpopularniejszych modeli turbulencji do modelowania najczęściej spotykanych rodzajów przepływów wentylacyjnych, sporządzona w skali od 5 (bardzo dobry) do 2 (niedostateczny) na podstawie różnych źródeł literaturowych, stąd więcej niż jedna ocena przy jednej pozycji. Brak oceny przy niektórych pozycjach świadczy o braku wiarygodnych informacji w tym zakresie.

Tabela 3.1.1

Ocena (w skali 0-5) przydatności modeli turbulencji do modelowania najczęściej s	potykanych
Occha (w skull o 5) pi2) allowing montral again with (Appex 26 1998 Awbi 2003)	
rodzajow przepływów wentyłacyjnych (Annex 20 1990, 11001 2000)	

Model turbulencji	Standard $k-\varepsilon$	Low Re <i>k-ε</i>	RNG	ASM	LES
Przepływ w kanale wentylacyjnym	5	5	5	5	5
Struga – normalna – zawirowana – uderzająca o przeszkodę	5 3,2 4,3	5 3,2 4,3	5 5,4	5 5 5	5 5 5
Pole przepływu z niską liczbą Reynoldsa, np. przepływ recyrkulacyjny	3,2	4	4	3,2	5
Przepływ nieizotermiczny w zamkniętej przestrzeni – słaba stratyfikacja – silna stratyfikacja	5 3,2	5 3,2	5 3,2	5 5,4	5 5
Konwekcja przy ścianie – wymuszona – mieszana	4,3 4,3	5,4 5,4	4,3 5	4,3 4,3	5,4 4,3
Nieustalony przepływ, nieustalona dyfuzja – silnie nieustalony – zawirowanie	222	2 4		2 4	5,3 5

3.1.2. Stosowane siatki dyskretyzacji

Właściwy dobór siatki dyskretyzacji, jej struktury i zagęszczenia przy modelowaniu przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych ma istotny wpływ na osiągnięte rezultaty i dokładność rozwiązania.

Najczęściej stosowane są obecnie siatki strukturalne, zawierające topologicznie identyczne oczka (np. czworoboki), uszeregowane w rzędy i w kolumny. Rozwiązaniem tradycyjnym, stosowanym od wielu lat w technice CFD, jest siatka ortogonalna. Najczęściej używa się siatki kartezjańskiej o prostopadłościennych oczkach (rys. 3.1.2). Możliwe jest także, w razie potrzeby, stosowanie siatki sferycznej lub cylindrycznej. Siatki ortogonalne znajdują zastosowanie przede wszystkim dla pomieszczeń o prostej geometrii, np. sześcianu, prostopadłościanu i walca, bez przeszkód wewnętrznych. Najważniejszą ich zaletą jest łatwość i efektywność komputerowa generowania, bez konieczności użycia dodatkowych skomplikowanych programów.



- Rys.3.1.2. Przykładowa ortogonalna kartezjańska siatka dyskretyzacji: a) równomiernie zagęszczona, b) nierównomiernie zagęszczona (Lipska 1999c)
- Fig.3.1.2. Exemplary orthogonal Cartesian discretization grid: a) uniformly refined b) non-uniformly refined (Lipska 1999c)

Ze względu na to, że w pomieszczeniu wentylowanym występują zarówno rejony z silnym gradientem parametrów, jak i strefy z gradientem małym, wskazane jest nierównomierne zagęszczenie takiej siatki. Niestety, większe zagęszczenie np. w okolicy otworów nawiewnych i warstwy przyściennej przenoszone jest również na obszary, w których nie jest potrzebne. Powoduje to zwiększenie liczby węzłów siatki i wzrost nakładów na obliczenia komputerowe. Dlatego też wskazane jest w takim przypadku stosowanie siatki złożonej (*embedded grid*), pozwalającej na zagęszczenie tylko tych stref pomieszczenia, w których jest to niezbędne, np. siatki lokalnie zagęszczonej w rejonie nawiewu (rys. 3.1.3), źródeł ciepła.



Rys.3.1.3. Przykładowa złożona siatka dyskretyzacji, lokalnie zagęszczona w rejonie nawiewnika (Knobloch 1987)

Fig.3.1.3. Exemplary embedded discretization grid locally refined in the vicinity of the supply opening (Knobloch 1987)

W przypadku pomieszczeń o skomplikowanym kształcie, np. z zakrzywionymi ścianami bądź ze skośnym dachem, stosowanie siatki kartezjańskiej jest utrudnione. Złożoną geometrię łatwiej można odwzorować poprzez zastosowanie siatki krzywoliniowej, dostosowanej do brzegów pomieszczenia, jaką jest siatka współrzędnych ogólnych krzywoliniowych (współrzędnych dopasowanych do brzegu) (*Body Fitted Coordinates -BFC*) rys. 3.1.4a) (Murakami i in. 1989). Siatka taka może być również stosowana dla pomieszczeń o nieskomplikowanym kształcie, w których występują rejony wymagające większego zagęszczenia siatki, na przykład dla nawiewników o złożonej konstrukcji (rys. 3.1.4b). Największą jej wadą jest konieczność stosowania specjalnych programów do generowania i związane z tym duże nakłady na obliczenia komputerowe z powodu długiego czasu ich trwania, jak i wymaganej pamięci. Jest ona jednak obecnie powszechnie wykorzystywana zarówno w programach niekomercyjnych, jak i w pakietach komercyjnych oraz jest uważana za najbardziej perspektywiczną przy rozwiązywaniu tego typu modeli



Rys.3.1.4. Przykładowe siatki BFC, zastosowane dla: a) pomieszczenia o skomplikowanym kształcie b) złożonego nawiewnika (Chen i Jiang 1996)

Fig.3.1.4. Exemplary BFC grids applied for:a) a room with a complicated shapeb) a complicated diffuser (Chen i Jiang 1996)

Obok siatek strukturalnych w pakietach badawczych znajdują też zastosowanie siatki niestrukturalne, wykorzystujące jednocześnie topologicznie różne oczka (np. czworokąty i trójkąty), nie ustawione w rzędy i kolumny. Znane są również techniki polepszania siatki, mające na celu przyśpieszenie rozwiązania z jednoczesnym zwiększeniem jego dokładności, na przykład metoda siatki przystosowanej do rozwiązania (solution-adaptive grid). Siatka dyskretyzacji jest w niej automatycznie dostosowywana w trakcie kolejnych kroków iteracji. Tam gdzie występuje największy błąd rozwiązania, jest lokalnie zagęszczana, a gdzie najmniejszy - rozrzedzana.

Oprócz struktury siatki istotne znaczenie dla jakości modelowania numerycznego mają jej zagęszczenie oraz wzajemne proporcje wymiarów oczek. Ze wzrostem liczby węzłów siatki dyskretyzacji w modelowanym obszarze rośnie dokładność rozwiązania. Jednocześnie wzrastają również nieliniowo nakłady na obliczenia komputerowe. Zależność tę można przedstawić jako N^{α} , gdzie N jest liczbą węzłów siatki, a χ wykładnikiem większym od 1. W związku z tym koszt uzyskania wyników dla siatki tak gęstej, że dokładność jest już niezależna od wielkości jej oczek, może stanowić przeszkodę dla przeprowadzania obliczeń. Dlatego też należy dobrać takie zagęszczenie siatki, które zapewni kompromis pomiędzy dokładnością rozwiązania a nakładami na obliczenia komputerowe.

Do opisu ilościowego niezbędnego zagęszczenia siatki dyskretyzacji zaproponowano różne kryteria. Na przykład Borth i Suter (1994) wprowadzili bezwymiarową liczbę G:

$$G = \frac{L_{v_{\overline{v}}}^2 \cdot n}{v}, \qquad (3.1.15)$$

gdzie:

 $L_{\nu F}$ - średni wymiar oczka siatki dyskretyzacji w pomieszczeniu o kubaturze Q, określony ze wzoru:

$$L_{VE} = \sqrt[3]{\frac{Q}{N}} \tag{3.1.16}$$

Dla przebadanych przypadków wyciągnęli wniosek, że taką kompromisową wartością jest N = 32000 węzłów siatki, co odpowiada $G \approx 1,9$. Przy większych wartościach G można uzyskać rezultaty poprawne jedynie w sensie jakościowym. W przypadku przebadanego pomieszczenia o prostej geometrii było tak przy około 4000 oczek, co odpowiadało wartości $G \approx 8$. Jednak badania przeprowadzone przez Misiek (2000) dla innych przypadków przepływu powietrza wentylacyjnego nie potwierdziły uniwersalności tych wartości G.

Inne podejście do tego zagadnienia zaprezentowali Sorensen i Nielsen (2003), którzy wprowadzili pojęcie zbieżności siatki (grid-convergence) zapewniającej, że rozwiązanie asymptotycznie zbliża się do dokładnego. Osiągnięcie zbieżności pozwala oczekiwać, że dalsze zagęszczanie siatki może spowodować jedynie nieznaczną zmianę rozwiązania. Do upewnienia się, czy przyjętą siatkę można uznać za zbieżną oraz w celu oszacowania dokładności rozwiązania w porównaniu z rozwiązaniem dokładnym podstawowych równań modelu autorzy zaproponowali wykorzystanie ekstrapolacji Richardsona. Bazując na rozwiązaniu tego samego układu równań podstawowych w dwóch różnych siatkach (zagęszczonej i rzadkiej) wprowadzili pojęcie indeksu zbieżności tej siatki, oznaczonego jako GCI, który dostarcza ocenę błędu pomiędzy rozwiązaniem z gęstą siatką a nieznanym rozwiązaniem dokładnym:

$$GCI = F \left| \frac{f_2 - f_1}{1 - r_1^{p}} \right|, \qquad (3.1.17)$$

gdzie:

- f_l wybrana wielkość pochodząca z rozwiązania z gęstą siatką (np. uśredniona prędkość w punkcie, uśrednione stężenie zanieczyszczenia albo uśredniona temperatura).
- f_2 wybrana wielkość pochodząca z rozwiązania z rzadką siatką,
- $r_{12} = \Delta x_{i21} / \Delta x_{i1}$ stosunek reprezentatywnych wymiarów oczek rzadkiej i gęstej siatki, $r_{12}>1.$
- P formalny rząd dokładności schematu różnicowego,

P

F - współczynnik o rekomendowanej wartości 3.

Tak więc, kiedy rozwiązanie jest wewnątrz zakresu asymptotycznego, indeks GCI może być użyty jako estymator błędu rozwiązania. Zazwyczaj dla badań niezależności siatki przyjmuje się r_{12} równe 2, ale dla obliczeń trójwymiarowych bardziej odpowiednia może okazać się mniejsza wartość, niemniej jednak r_{12} powinno być znacznie większe od 1.

Z różnych przyczyn formalny rząd dokładności może różnić się od otrzymanego dla danego programu i oblicza się go ze wzoru:

$$= \ln\left(\frac{f_2 - f_1}{f_2 - f_1}\right) / \ln(r_{12}), \qquad (3.1.18)$$

gdzie:

 f_3 – wybrana wielkość pochodząca z rozwiązania dla trzeciej, jeszcze rzadszej siatki, dla której $r_{23} = \Delta x_{i3} / \Delta x_{i2} = r_{12}$.

Gdy w obliczeniach stosowana jest siatka kartezjańska, bardzo istotne jest zachowanie właściwych proporcji pomiędzy wymiarami poszczególnych oczek. Na podstawie praktycznych doświadczeń obliczeniowych Denev (2003) sprecyzował trzy kryteria, których należy przy tym przestrzegać, aby zwiększyć szybkość i dokładność rozwiązania numerycznego:

Krvterium I:

Stosunek wymiarów sąsiadujących oczek siatki w poszczególnych kierunkach: $\Delta x_{in}/\Delta x_{i(n+1)}$, nie powinien być większy od 1,2 (albo 1,2⁻¹ jeśli wymiary są malejące). Jeśli nie jest możliwe zachowanie tej wartości stosunku, należy starać się nie przekroczyć wartości 1,4 $(1,4^{1})$.

Kryterium II:

Stosunek największego i najmniejszego wymiaru w każdym z kierunków $\Delta x_{imax}/\Delta x_{imin}$ nie powinien przekroczyć wartości 10. Jeśli nie jest możliwe zachowanie tej wartości stosunku, należy starać się nie przekroczyć wartości 20.

Krvterium III:

Stosunek każdych dwóch z trzech wymiarów pojedynczego oczka: $\Delta x_n / \Delta y_n$ lub $\Delta x_n / \Delta z_n$ lub $\Delta y_n/\Delta z_n$ nie powinien przekroczyć 10. Jeśli nie jest możliwe zachowanie tej wartości stosunku, należy starać się nie przekroczyć wartości 20.

3.1.3. Sposoby zadawania warunków brzegowych

Jak już wspomniano uprzednio, istotną rolę przy dostosowaniu modelu CFD do odwzorowywania specyfiki przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym odgrywają warunki brzegowe, a w przypadku przepływów niestacjonarnych również początkowe. Są to warunki:

- geometryczne kształt i wymiary pomieszczenia, lokalizacja i wymiary przeszkód wewnętrznych oraz otworów wentylacyjnych,
- kinetyczne parametry strug nawiewanych i przepływów przyściennych,
- cieplne-moc źródeł ciepła, strumienie ciepła dopływające lub odpływające przez przegrody pomieszczenia i wraz z powietrzem wentylacyjnym.

Warunki te zadawane są dla ścian otaczających pomieszczenie i przylegających do nich warstw przyściennych, przeszkód wewnątrz niego oraz dla otworów wentylacyjnych nawiewnych i wywiewnych.

Warunki brzegowe na ścianie i w warstwie przyściennej

Znane są dwa sposoby zadawania termicznych warunków brzegowych na ścianach stałych:

- warunki Dirichleta w postaci temperatury lub rozkładu temperatur na powierzchni wewnętrznej ścian,
- warunki von Neumanna w postaci strumienia ciepła przenikającego przez ścianę.

Do badań przepływów wentylacyjnych w pomieszczeniach Schild i in. (1995) wprowadzili trzy dodatkowe wersje warunku Dirichleta:

1. Zadawana jest temperatura ściany z jednoczesnym sprzężeniem programu CFD z modelem termicznym budynku, do którego po każdej iteracji CFD wprowadzane są efektywne współczynniki wnikania ciepła dla wszystkich powierzchni, łącznie z efektywną temperaturą powietrza w pomieszczeniu, a uzyskuje się z niego przeliczone każdorazowo wartości temperatur ścian, które z kolei uwzględnia się w następnej iteracji w programie CFD.

- 2. Zadaje się temperaturę powietrza zewnętrznego oraz częściowy współczynnik przenikania ciepła pomiędzy powietrzem zewnętrznym i wewnętrzną powierzchnią ściany.
- Zadawana jest temperatura powietrza zewnętrznego i współczynnik przenikania ciepła dla przegrody.

Przy stosowaniu pierwszego i drugiego z tych dodatkowych warunków w programie CFD wyliczony zostaje, z wykorzystaniem temperaturowych funkcji przyściennych, lokalny współczynnik wnikania ciepła, a następnie strumień ciepła, który jest wprowadzany jako człon źródłowy w oczkach siatki przylegających do ściany. Przy warunkach von Neumanna lub trzecim warunku dodatkowym strumień ciepła przenikający przez ścianę jest znany bez wykorzystywania funkcji przyściennych. Mogłoby to stanowić poważną zaletę tych metod, gdyby nie fakt, że w tym przypadku funkcje te też są niezbędne np. do wyznaczenia temperatury ściany, która musi być znana, gdy prowadzone są obliczenia wymiany ciepła promienistego pomiędzy poszczególnymi przegrodami otaczającymi pomieszczenie albo wyznaczane są warunki komfortu cieplnego

Przeprowadzone przez Schilda i in. (1995) badania wykazały, że najkorzystniej jest zadawać temperaturę powietrza zewnętrznego i częściowy współczynnik przenikania ciepła albo stosować sprzężenie z modelem cieplnym budynku. Biorąc pod uwagę, że ten drugi sposób jest dość skomplikowany przez konieczność stosowania dodatkowego oprogramowania, należy uznać zadawanie temperatury zewnętrznej wraz z częściowym współczynnikiem przenikania ciepła jako metodę najbardziej godną zalecenia. Jej zaletą jest fakt wyznaczania współczynnika wnikania ciepła w programie CFD oraz słabsza niż w pozostałych przypadkach zależność wyznaczonego strumienia ciepła bądź temperatury ściany od wymiarów oczka przyściennego siatki dyskretyzacji. Należy jednak zwrócić uwagę, że przy stosowaniu tej metody program CFD musi zawierać model wymiany ciepła przez promieniowanie pomiędzy powierzchniami pomieszczenia. Ponadto zalecane jest stosowanie drobnej siatki przyściennej w przypadku wykorzystywania funkcji przyściennych.

Zadanie kinetycznych warunków brzegowych na ścianie ogranicza się do przyjęcia zerowych wartości uśrednionej prędkości, energii kinetycznej turbulencji i szybkości dyssypacji tej energii.

Obok warunków brzegowych na samych ścianach bardzo ważny jest również opis przepływu powietrza w warstwie przyściennej. Jego poprawność i dokładność są szczególnie istotne w przypadku warunków nieizotermicznych, gdyż decydują wtedy o prawidłowości odwzorowania przepływu ciepła przez ściany otaczające pomieszczenie. Bardzo mała, około kilkunastu milimetrów, grubość tej warstwy wymaga zastosowania silnie zagęszczonej siatki dyskretyzacji do odwzorowania gradientów zmiennych zależnych.

Do opisu zmian parametrów w warstwie przyściennej stosuje się dwie metody:

- funkcji przyściennych (wall function"),
- bazującą na modelu turbulencji $k \varepsilon$ dla niskich liczb Reynoldsa LRN.

Stosowanie pierwszej z nich pozwala na ograniczenie liczby węzłów wewnątrz warstwy. Wymiar oczka pierwszego od ściany jest w niej bowiem tak dobrany, że pierwszy rząd węzłów wypada dopiero w podwarstwie burzliwej warstwy przyściennej. Gradienty zmiennych zależnych układu równań różniczkowych na drodze pomiędzy ścianą a tymi węzłami opisane są za pomocą funkcji zwanych funkcjami przyściennymi. Ich standardowa postać wynika z prandtłowskiej teorii takiej warstwy, której podstawowym założeniem jest stałość naściennego naprężenia stycznego τ_s w rejonie przyściennym w kierunku prostopadłym do ściany i wynikająca z tego stała wartość prędkości dynamicznej dla dużych wartości liczb *Re. Z* założenia tego wyprowadza się uniwersalny rozkład prędkości w poszczególnych podwarstwach, który dla podwarstwy przejściowej i burzliwej przybiera postać funkcji logarytmicznej (Knobloch 1990). Uzyskane za ich pomocą wyniki obliczeń różnią się jednak znacznie od rezultatów eksperymentalnych, co wykazali na przykład Chen i Jiang (1992).

Dlatego też opracowano nowe funkcje przyścienne, bazujące na eksperymencie i analizie wymiarowej. Rozróżnia się w nich przypadek konwekcji swobodnej (Yuan i Moser 1993), np. przy pionowej ścianie o temperaturze różnej od temperatury powietrza w pomieszczeniu, konwekcji wymuszonej (Yuan i in. 1992), gdy ściany znajdują się np. w pobliżu otworów nawiewnych oraz przy wentylacji wyporowej (Kriegel i Mueller 2005). Obliczenia przy zastosowaniu tych zmodyfikowanych funkcji dają znacznie lepsze rezultaty niż przy użyciu funkcji standardowych. Metoda funkcji przyściennych jest stosunkowo prosta i efektywna komputerowo. Jest ona w powszechnym użyciu w programach komercyjnych CFD, stosowanych do obliczeń przepływów w pomieszczeniach wentylowanych.

Ze względu na bardzo małą wartość lokalnej liczby Reynoldsa warstwa przyścienna zalicza się do tych rejonów pomieszczenia, dla których przeznaczony jest model *k-ɛ Low-Reynolds-Number (LRN)*. Jego wykorzystanie wymaga jednak zastosowania bardzo gęstej siatki dyskretyzacji w pobliżu ściany i dlatego jest on nieefektywny komputerowo. Znajduje zatem praktyczne zastosowanie jedynie dla przepływów skomplikowanych, np. rewersyjnych, oderwanych, silnie anizotropowych, a także dla pól przepływu brzegowego znajdujących się bardziej pod wpływem temperatury niż prędkości. Przydatny jest więc do modelowania warunków brzegowych w dużych pomieszczeniach wentylowanych, zwłaszcza w warunkach nieizotermicznych, gdy przepływ jest laminaryzowany przez efekt stratyfikacji termicznej oraz tam, gdzie za pomocą metody funkcji przyściennych nie uzyskuje się poprawnych rezultatów (Chen i in. 1992a). Dostępny jest w programach CFD o charakterze badawczym.

Warunki brzegowe w otworach nawiewnych i w strugach nawiewanych

Przy próbie odwzorowania w modelu numerycznym strugi wypływającej z nawiewnika napotyka się na dwojakiego rodzaju trudności:

- skomplikowana geometria nawiewnika lub układu nawiewników oraz stosunkowo małe rozmiary otworów w stosunku do wymiarów pomieszczenia,
- duży gradient prędkości i szybkie zmiany parametrów turbulentnych w początkowych strefach strugi nawiewanej.

W celu ich przezwyciężenia zachodzi potrzeba zastosowania przy modelowaniu numerycznym bardzo silnie zagęszczonej siatki dyskretyzacji w strefie pomieszczenia zbliżonej do otworu nawiewnego. Zwiększa to koszty obliczeń lub czyni je wręcz niemożliwymi do realizacji, zwłaszcza w przypadku stosowania siatki ortogonalnej. Istnieją jednak sposoby odwzorowania strug nawiewanych, pozwalające na ograniczenie liczby węzłów siatki dyskretyzacji, choć dzieje się to w wielu przypadkach kosztem dokładności obliczeń. Stosowane metody podzielić można na dwie grupy w zależności od miejsca zadawania tych warunków brzegowych.

I grupa

Warunki brzegowe zadawane są w otworach nawiewnych, a rozkłady parametrów powietrza zarówno w strudze, jak i w pozostałej części pomieszczenia określane są numerycznie. Zmniejszenie zagęszczenia siatki uzyskuje się przez uproszczenie geometrii nawiewnika lub zastosowanie bardziej skomplikowanej postaci tej siatki. Do grupy tej zalicza się (Chen i in.1992b):

model szczelinowy polegający na uproszczeniu skomplikowanej geometrii otworu do szczeliny,

- metodę stałego pędu, w której przeprowadza się uproszczenie geometrii otworu z jednoczesnym zachowaniem rzeczywistej wartości pędu w strudze (Emin i Davidson 1996),
- stosowanie siatek rozwiązania numerycznego o skomplikowanej strukturze, np. siatki lokalnie złożonej (Ewert 1993), zagęszczonej w strefie oddziaływania strugi nawiewanej, siatki BFC lub siatek niestrukturalnych (Chen i Jiang 1996).

Przeprowadzone testy wykazały, że najdokładniejsze wyniki uzyskuje się przy opisie nawiewników za pomocą skomplikowanych siatek dyskretyzacji i jedynie ten sposób postępowania jest w tym zakresie perspektywiczny.

II grupa

Warunki brzegowe, określane z wykorzystaniem eksperymentu bądź zależności uniwersalnych dla strug, zadawane są w pewnej odległości od otworu nawiewanego z ominięciem silnie gradientowej strefy początkowej strugi, a model numeryczny jest stosowany do wyznaczania parametrów powietrza w pozostałej części pomieszczenia. W tej grupie wyróżnić należy dwie metody: *box* i *zadanej prędkości*.

W metodzie *box* otwór nawiewny otoczony jest umownym, wydzielonym z obliczeń *boxem*, na którego brzegu zadawane są warunki brzegowe (rys. 3.1.5). Wynikają one z uniwersalnych rozkładów parametrów dla strugi nawiewanej (Nielsen 1992, Huo i in. 1996) lub wykorzystuje się tu dane dotyczące parametrów powietrza w strudze, uzyskane w trakcie eksperymentu (Knobloch 1987, Knobloch-Lipska i Mierzwiński 1991a), co jest bardziej wskazane i daje lepsze rezultaty. Istotną sprawą jest właściwe określenie wymiarów *boxu*. Najczęściej przyjmowane są one tak, aby płaszczyzna ograniczająca obszar w kierunku przepływu powietrza znalazła się już w strefie pełnego rozwoju strugi. Spotyka się też propozycję, że strefę wydzieloną ograniczyć, np. do rdzenia strugi (Rheinlaender 1985). Takie rozwiązanie może znaleźć zastosowanie przede wszystkim wtedy, gdy występują silne oddziaływania strug recyrkulacyjnych na strugę nawiewaną. W przypadku przepływu zależnego od czasu stosowanie metody jest utrudnione ze względu na konieczność uwzględnienia dynamicznych warunków brzegowych i wymaga dodatkowego oprogramowania.

W metodzie *zadanej prędkości* nawiewnik zostaje uproszczony do szczeliny, ale jednocześnie w pewnej odległości od tego otworu zadaje się rozkład prędkości w rzeczywistej strudze nawiewanej, który pozostaje niezmieniony w trakcie rozwiązywania układu równań modelu metodą iteracji (rys. 3.1.6). Może być to rozkład uniwersalny, dopasowany ewentualnie przy wykorzystaniu danych eksperymentalnych (Svidt 1994), bądź mogą być tu wykorzystane wyniki pomiarów (Heikkinen 1991). Dokładność tej metody jest mniejsza niż metody *box*, w szczególności pola parametrów turbulentnych w wydzielonym rejonie mogą mieć nierealne przebiegi. Jednak zgodność pomiędzy wynikami obliczeń a pomiarów prędkości w pomieszczeniu jest wyraźnie lepsza niż przy prostych szczelinowych warunkach brzegowych. Według Nielsena (1992) metoda *zadanej prędkości* jest bardziej użyteczna w praktyce niż metoda *box*, gdyż podobnie jak ona zmniejsza nakład kosztów na obliczenia komputerowe, przy jednoczesnym obniżeniu pracochłonności wymaganych pomiarów.

Zaletą obu przedstawionych metod jest możliwość eksperymentalnego uzupełnienia modelu matematycznego, co wpływa korzystnie na uzyskiwane rezultaty obliczeń. Należy jednak zauważyć, że metody te znajdują dotąd zastosowanie jedynie w rozbudowanych pakietach o charakterze badawczym i nie są dostępne w programach komercyjnych.



- Rys.3.1.5. Modelowane pomieszczenie wentylowane z wydzielonym umownym boxem (Lipska 1999c)
- Fig.3.1.5. The modeled ventilated room with the partitioned pre-arranged *box* (Lipska 1999c)



- Rys.3.1.6. Modelowane pomieszczenie wentylowane wraz z płaszczyzną, na której zadana jest prędkość (Lipska 1999c)
- Fig.3.1.6. The modeled ventilated room with the plane on which the velocity is prescribed (Lipska 1999c)

3.2. Charakterystyka programów komputerowych CFD stosowanych do prognozowania przepływów powietrza wentylacyjnego

Przy obecnym stanie techniki komputerowej możliwe jest już dość szerokie wykorzystanie modelowania CFD zarówno do badań, jak i w procesie projektowania wentylacji. Największe możliwości obliczeniowe mają kompleksowe pakiety komputerowe o szerokim zastosowaniu w różnych dziedzinach techniki, np.: meteorologii, aerodynamice, architekturze, elektronice, inżynierii procesowej, technice cieplnej, lotniczej, biomedycznej itp. Modelowanie przepływów powietrza w pomieszczeniach wentylowanych jest więc tylko jednym z wielu zastosowań takich programów. Używa się ich obecnie głównie do celów badawczych, gdyż wymagają korzystania komputerów dużej mocy oraz specjalistycznego przygotowania posługujących się nimi osób. Koszt zakupu ich licencji jest jednak bardzo wysoki, co również utrudnia ich praktyczne wykorzystywanie do projektowania wentylacji. W wielu ośrodkach naukowych natomiast prowadzone są za ich pomocą badania numeryczne dla obiektów różnego typu. Wśród dostępnych na rynku komercyjnych programów badawczych wymienić należy:

Fluent (www.fluent.com), TASCflow (www.ansys.com),

Phoenics (www.cham.co.uk/phoenics),

PowerFLOW (www.exa.com),

Star CD www.cd-adap.com,

CFX (cfx-ap.com),

CFD2000 (www.adaptive-research.com).

Niektóre z ośrodków badawczych dysponują własnymi, niekomercyjnymi programami badawczymi (Aneks 26 1998), jak np.: Technische Universität Dresden Niemcy, SINTEF Trondheim Norwegia (KAMELEON), Chalmers University of Technology, Thermo and Fluid Dynamics Gothenburg Szwecja, TNO Buildings&Contruction Delft Holandia.

W programach tych uwzględniona jest większość najnowszych osiągnięć techniki CFD:

- skomplikowane siatki dyskretyzacji, o dużym stopniu zagęszczenia, o różnej strukturze, zwłaszcza siatki BFC,
- różne modele turbulencji w zależności od rodzaju przepływu; obok standardowego modelu k- ε także model k- ε LRN,
- różne sposoby zadawania cieplnych warunków brzegowych na ścianach, np. z uwzględnieniem informacji o warunkach na zewnątrz obiektu i konstrukcji przegrody,
- różne metody zadawania warunków brzegowych w warstwie przyściennej, np. nowe funkcje przyścienne lub LRN,
- Ponadto przy współpracy z dodatkowym oprogramowaniem istnieje możliwość:
- uwzględniania promieniowania cieplnego ścian z wzięciem pod uwagę wzajemnego opromieniowania,
- sprzężenia z programami symulującymi oddziaływanie promieniowania słonecznego na przegrody otaczające pomieszczenie,
- sprzężenia z modelami cieplnymi budynku.
- Dzięki temu programy te umożliwiają:
- modelowanie pomieszczeń o skomplikowanej geometrii, np. zakrzywionych ścian i stropodachów, z uwzględnieniem lokalizacji okien, drzwi itp.,
- uwzględnianie wewnętrznego wyposażenia np. mebli,
- uwzględnianie źródeł ciepła konwekcyjnego i promienistego, np. grzejników oraz źródeł zanieczyszczeń,
- modelowanie ludzi,
- symulację nawiewników o złożonej konstrukcji i strug nawiewanych z nich wypływających, z uwzględnieniem różnego ich usytuowania w pomieszczeniu,
- modelowanie wentylacji mechanicznej mieszającej i wyporowej,
- modelowania wentylacji naturalnej z uwzględnieniem wpływu wiatru,
- modelowania wpływu promieniowania słonecznego,
- symulacje przebiegu pożaru w pomieszczeniu,
- określenie strumieni ciepła przepływających przez przegrody otaczające pomieszczenie i współczynników konwekcji przy tych przegrodach, z możliwością uwzględnienia oddziaływania promieniowania słonecznego,
- prognozowanie rozkładu wilgotności względnej w pomieszczeniu,

- prognozowanie warunków komfortu cieplnego w postaci rozkładu wskaźników warunków komfortu cieplnego: przewidywanej oceny średniej *PMV* oraz przewidywanego odsetka niezadowolonych *PPD* w pomieszczeniu,
- prognozowanie ryzyka przeciągu,
- prognozowanie jakości powietrza w pomieszczeniu.

Programy te pozwalają więc na bardzo dokładne odwzorowanie warunków przepływu powietrza w pomieszczeniach i uzyskanie dzięki temu wiarygodnych wyników obliczeń. Należy się więc mieć nadzieję, że rozwój techniki komputerowej umożliwi w przyszłości praktyczne, inżynierskie wykorzystanie pakietów tego typu do przewidywania przepływów w projektowanych pomieszczeniach.

Na razie jednak pojawiły się też znacznie tańsze komercyjne pakiety CFD o charakterze inżynierskim, o ograniczonych możliwościach, przeznaczone jedynie do prognozowania przepływów w pomieszczeniach wentylowanych. Za ich pomocą wykonuje się obliczenia na komputerach PC i nie wymagają one od projektantów szczegółowej znajomości zagadnień związanych z numerycznym modelowaniem przepływów. Zaliczają się do nich programy:

Vortex (Awbi 1996),

Flovent (www.flovent.com),

- Airpak pakiet wentylacyjny programu Fluent (www.airpak.fluent.com),
- ESP-r (www.esru.strath.ac.uk),
- Flair-08 pakiet wentylacyjny programu Phoenix (www.cham.co.uk).

Programy takie mogą być wykorzystywane w projektowaniu do symulacji przypadków przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych mniej skomplikowanych bądź dających się uprościć bez wyraźnej szkody dla końcowego efektu. Należy się więc spodziewać, że rozwój techniki komputerowej umożliwi już w niedługim czasie praktyczne, inżynierskie wykorzystanie takich programów CFD także do prognozowania przepływów w projektowanych pomieszczeniach. Wejdą one również w skład pakietów służących do projektowania i sterowania procesem ogrzewania oraz klimatyzacji budynków (Ladeine i Nearon 1997).

Możliwości programów o charakterze inżynierskim ograniczają się do podstawowych opcji modelowania CFD. Zazwyczaj oznacza to:

- modelowanie pomieszczeń o niezbyt złożonej geometrii lub konieczność upraszczania w przypadku skomplikowanego kształtu,
- stosowanie ortogonalnej kartezjańskiej siatki dyskretyzacji o ograniczonej liczbie oczek,
- wykorzystywanie modeli turbulencji k- ε lub algebraicznych modeli zerorównaniowych,
- zadawanie warunków brzegowych w warstwie przyściennej za pomocą standardowych funkcji przyściennych,
- brak możliwości dokładnej symulacji nawiewników o skomplikowanych kształtach oraz wypływających z nich strug, a więc konieczność ich uproszczenia.

Wskutek tego do modelu numerycznego przepływu powietrza i ciepła w pomieszczeniu wentylowanym wprowadzane muszą być liczne założenia upraszczające, które mogą być źródłem rozbieżności w obliczonych rozkładach parametrów powietrza w stosunku do warunków rzeczywistych.

W ramach wspomnianego już Aneksu 26 IEA (1998) modelowano w kilku ośrodkach badawczych jednocześnie za pomocą różnych programów CFD przepływy w rzeczywistych pomieszczeniach o dużych rozmiarach, np.: w hali sportowej, podziemnym lodowisku, atriach, salach audytoryjnych, halach przemysłowych itp., starając się uwzględnić ich specyfikę. Wyniki te różniły się między sobą, a także odbiegały od rezultatów badań eksperymentalnych przeprowadzonych w tych obiektach lub w ich modelach mimo zadanych takich samych geometrycznych, kinetycznych i cieplnych warunków brzegowych.

Na rysunku 3.2.1 pokazano to na przykładzie szkolnej hali sportowej w Monachium, dla której badania w modelu fizykalnym w warunkach nieizotermicznych przeprowadzone zostały w laboratorium Katedry OWiTO Politechniki Śląskiej (Mierzwiński i in. 1998). W tab. 3.2.1 zestawiono najistotniejsze informacje o zastosowanych w badaniach numerycznych programach CFD, modelach turbulencji, warunkach brzegowych i zagęszczeniu siatek dyskretyzacji (Aneks26 1998).



- Rys.3.2.1. Profile temperatury w pionowej osi centralnej hali sportowej (na schemacie u góry) na podstawie obliczeń numerycznych różnymi programami CFD i badań fizykalnych (Lipska 1997a)
- Fig.3.2.1. Temperature profiles in the vertical central axis of the sport hall (in the schema in the top) from numerical prediction by means of different CFD codes and from physical modelling (Lipska 1997a)

Zestawienie informacji o przypadkach obliczeniowych pokazanych na rys. 3.2.1

Tabela 3.2.1

Program CFD	Model turbulencji	Warunki brzegowe	Liczba oczek siatki dyskretyzacji
Niekomercyjny (TNO)	Standardowy k-e	Standardowe funkcje przyścienne	52×68×42=148512 (lokalnie zagęszczona przy otworach nawiewnych)
CFDS Flow (CFX)	Standardowy k - ε	Standardowe funkcje przyścienne	35×74×29=75110
Fluent	Standardowy	Standardowe funkcje przyścienne	36×71×27=69012
Fluent	<i>k-εLRN</i> + wypór cieplny	Standardowe funkcje przyścienne+ k-ɛ LRN przy suficie	40×79×29=91640
Niekomercyjny (CTH)	Standardowy k - ε	Standardowe funkcje przyścienne	26×87×42=95004
Star CD	Standardowy k- <i>e</i>	Zmodyfikowane funkcje przyścienne z uwzględnieniem wyporu cieplnego	38×109×27=111834
Niekomercyjny (TUD) Standardowy k- + wypór ciepln		Standardowe funkcje przyścienne	26×74×18=34632

Najbardziej zbliżony do wyników eksperymentu profil temperatury w centralnej osi modelu fizykalnego hali uzyskano dla przypadku modelowania programem Fluent z wykorzystaniem modelu turbulencji k- ε dla niskich wartości liczb Reynoldsa (LRN). Nieco tylko gorszą zbieżność wyników obliczeń i pomiarów otrzymano przy obliczeniach programem Star CD, w którym zastosowano standardowy model turbulencji k- ε Jednak największe rozbieżności występowały przy obliczeniach tym samym modelem turbulencji za pomocą pakietu Fluent.

Oznacza to, że zaprognozowane różnymi programami rozkłady temperatury mogły różnić się dość znacznie między sobą nawet, jeśli wykorzystywano w tych pakietach te same standardowe modele turbulencji i sposoby zadawania przyściennych warunków brzegowych. Różnice te spowodowane były zapewne przyjętymi innymi zagęszczeniami siatki dyskretyzacji oraz wymiarami pierwszego oczka przyściennego w funkcjach przyściennych. Mogły też być związane z zastosowanymi w pakietach różnymi algorytmami numerycznego rozwiązania. Jest to dowód na wrażliwość wyników modelowania na różne czynniki związane ze stosowaną metodą obliczeń. Podważa to jednak wynikową wiarygodność prognozowania. Uświadamia też użytkownikom programów CFD, że nie należy podchodzić mechanicznie do przeprowadzanych obliczeń. Nie można być bowiem w pełni przekonanym o wiarygodności wyników bez dokładnego sprawdzenia programu, także przy udziale eksperymentu fizycznego.

Rozpoznanie i uświadomienie potencjalnemu użytkownikowi źródeł i istoty spodziewanych błędów jest bardzo ważnym elementem badań, które powinny poprzedzić wprowadzenie pakietów CFD tego typu do użytku inżynierskiego.

4. ZASADY SPRAWDZANIA JAKOŚCI NUMERYCZNEGO MODELOWANIA PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH

Aby modelowanie numeryczne CFD przepływów powietrza i ciepła w pomieszczeniach wentylowanych mogło być z przekonaniem i z zaufaniem wykorzystywane jako narzędzie do prognozowania rozdziału powietrza wentylacyjnego, konieczna jest ocena wiarygodności wyników uzyskiwanych za jego pomocą. Jest to zwłaszcza istotne, gdy obliczenia wykonywane są za pomocą programów komputerowych, bazujących na podstawowych opcjach takiego modelowania, które zawierają wiele założeń upraszczających, będących z pewnością źródłem dodatkowych błędów.

W rozdziale sformułowane zostały zasady sprawdzania jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych za pomocą programów komputerowych CFD. Podstawą ich opracowania były źródła literaturowe (Chen i Srebric 2002), (Soerensen i Nielsen 2003), (Oden 2002) oraz własne wieloletnie doświadczenia autorki (Knobloch 1987), (Knobloch-Lipska i Mierzwiński 1991b), (Lipska 1997a), (Lipska 1999a), (Lipska 1999b), (Lipska i in. 2000), (Lipska 2001), (Lipska 2003), (Lipska i in. 2003), (Lipska i in. 2004), (Lipska 2006a), (Lipska 2006b).

Przy sprawdzaniu jakości modelowania numerycznego należy wziąć pod uwagę, że ostateczny efekt prowadzonych obliczeń zależy nie tylko od twórcy narzędzia, ale także od wiedzy i umiejętności osoby, która się tym narzędziem posługuje. Dlatego też powinno się wyróżniać dwa etapy tej kontroli: pierwszy, realizowany przez autorów programu komputerowego, drugi natomiast to zadanie dla jego użytkowników. Na rysunku 4.1 przedstawiono proponowany schemat przeprowadzanej kontroli.

Najistotniejszymi krokami w jej przebiegu są weryfikacja i walidacja. Przewodnik AIAA (1998) definiuje weryfikację jako "proces ustalania, czy realizacja modelu matematycznego dokładnie odzwierciedla opis koncepcyjny twórcy modelu i rozwiązanie modelu". Podana jest tam też następująca definicja walidacji "(...) proces określenia stopnia, w jakim model CFD jest dokładnym odwzorowaniem rzeczywistego świata z perspektywy zamierzonego zastosowania modelu".

Przy takim podejściu weryfikacja jest potrzebna do upewnienia się, czy w modelu koncepcyjnym programu komputerowego CFD brany jest pod uwagę prawidłowy układ równań matematycznych oraz czy program poprawnie i dokładnie rozwiązuje ten układ. Nie ma natomiast na celu zapewnienia, że rezultaty obliczeniowe symulacji wykonanej przez użytkownika odpowiadają fizycznej rzeczywistości. Tak rozumiana weryfikacja programu może być przeprowadzona tylko przez autorów programu CFD na etapie jego tworzenia i zazwyczaj ogniskuje się na problemach zawiązanych z zastosowanymi modelami turbulencji, sposobem zadawania warunków brzegowych i początkowych, metodyką rozwiązywania układu równań różnicowych metodami numerycznymi. Kończy się zaś korektą ewentualnych błędów programu. W efekcie I etapu sprawdzania autor powinien być przekonany o poprawności opracowanego programu.

Weryfikowanie programu przez jego użytkownika w takim zakresie nie jest możliwe, gdyż wymagałoby to dostępu do wersji źródłowej. Dlatego też na użytek kontroli jakości przeprowadzanej przez użytkownika programu Chen i Srebric (2002) sprecyzowali definicje etapów oceny wiarygodności wyników modelowania CFD w następujący sposób:



Rys.4.1. Przebieg kontroli jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych

Fig.4.1. Course of quality control of numerical modelling of airflow in ventilated rooms

- weryfikacja ustala zjawiska fizyczne istotne dla analizy przepływu powietrza i ciepła w pomieszczeniu wentylowanym i podaje sposób postępowania dla sprawdzenia, czy dany program CFD jest w stanie wziąć pod uwagę te zjawiska,
- walidacja ocenia sprzężoną zdolność pakietu CFD i jego użytkownika do dokładnego prowadzenia symulacji reprezentatywnego wariantu przepływu powietrza i ciepła w pomieszczeniu wentylowanym, dla którego są dostępne dane eksperymentalne.

Przypadki przepływu podlegające weryfikacji nie muszą w pełni odpowiadać rzeczywistości fizycznej. Powinny być proste, obejmować tylko jedno lub niewiele więcej zjawisk związanych z przepływem powietrza i ciepła, występujących w pomieszczeniach wentylowanych. Przypadek podlegający walidacji powinien z kolei być bliższy rzeczywistości i zawierać charakterystyczne dla wentylacji elementarne przepływy powietrza i ciepła. Ostatni krok przy kontroli jakości przeprowadzanej przez użytkownika dotyczy rzeczywistych obiektów z przepływami powietrza i ciepła, będącymi efektem zsumowania się wielu zjawisk elementarnych.

Po II etapie sprawdzania użytkownik powinien być przekonany o przydatności programu do prognozowania przypadków przepływów wentylacyjnych, które są przedmiotem jego zainteresowania. Jednocześnie niejako efektem ubocznym prac kontrolnych będzie dobre rozpoznanie przez użytkownika możliwości obliczeniowych i udoskonalenie umiejętności posługiwania się pakietem CFD.

Zgodnie z przyjętym celem pracy w dalszym jej ciągu przedmiotem szczegółowych analiz będzie etap II sprawdzania jakości modelowania numerycznego, czyli działania, które powinny być podjęte przez użytkownika programu CFD.

Wykorzystując do celów badawczych lub projektowych komercyjny pakiet CFD, użytkownik ma prawo przyjąć założenie, że program ten był zweryfikowany przez autorów w trakcie tworzenia. Niewykluczone jest jednak, że weryfikacja taka została przeprowadzona dla innych przypadków przepływu niż te, które będą przedmiotem badań użytkownika. Dlatego też przed rozpoczęciem pracy z pakietem CFD wskazane jest przeprowadzenie we własnym zakresie weryfikacji, która będzie dostosowana do zakresu wymagań i potrzeb użytkownika oraz pomoże lepiej zapoznać się z programem, co pozwoli na uniknięcie błędów ludzkich w jego obsłudze.

Weryfikację taką rozpoczyna się od sprawdzenia, czy program daje możliwość poprawnego zamodelowania charakterystycznych zjawisk fizycznych, objętych zakresem symulacji planowanych do wykonania za jego pomocą. Zazwyczaj do badań testowych wybiera się proste przypadki pomieszczeń wentylowanych, w których występuje tylko jedno lub dwa zjawiska związane z przepływem powietrza i ciepła w pomieszczeniach wentylowanych. Jeśli przewiduje się badania przypadków złożonych przepływów, wskazane jest odrębne sprawdzenie poszczególnych ich elementów. Najpierw testuje się przepływ powietrza w warunkach izotermicznych, na przykład w pomieszczeniu z płaską lub osiowosymetryczną strugą nawiewaną. Następnie wprowadzany jest dodatkowo przepływ ciepła w postaci np.: konwekcji znad źródła, strugi nieizotermicznej bądź promieniowania cieplnego pomiędzy obiektami wewnętrznymi. Dobrze jest, aby były to warianty przepływu o znanym obrazie i właściwościach, których poprawność modelowania można ocenić jakościowo za pomocą danych eksperymentalnych własnych bądź dostępnych w literaturze. Wystarczy też wiedza, że wybrane do testów przypadki były wykorzystywane z pozytywnym efektem do testowania innych programów. W ostatnim okresie zaczyna być rozwijana jeszcze jedna możliwość w tym zakresie, a mianowicie strona internetowa Duńskiego Uniwersytetu Technicznego www.ie.dtu.dk/benchmarkdata, na której gromadzone są materiały, zawierające przykłady do weryfikacji modelowania przepływów wentylacyjnych. Wyniki takich

wstępnych testów są zazwyczaj dobre, choć doświadczenie uczy, że mogą pojawić się błędy i niepewności oraz ujawnić się nieuzasadnione fizycznie odchylenia od typowych obrazów przepływów, które wymagają głębszej analizy przyczyn i ich ewentualnego wyeliminowania, być może nawet przy współpracy z autorami programu.

Następnym krokiem weryfikacji jest dobór właściwego modelu turbulencji, który dla podstawowych przypadków przepływu przeprowadza się, wykorzystując wiadomości literaturowe na temat tych modeli i porównań efektów ich zastosowania. W przypadku programów zawierających podstawowe opcje modelowania CFD punktem wyjścia jest zazwyczaj standardowy dwurównaniowy model k- ε lub jego zrewidowana wersja. Dopiero, jeśli nie uzyska się za jego pomocą zadowalających wyników, zachodzi potrzeba testowania bardziej skomplikowanych modeli, pod warunkiem, że są w tym pakiecie dostępne. Natomiast modele zero- lub jednorównaniowe wykorzystuje się jedynie do obliczeń wstępnych lub w specyficznych wariantach przepływu, polecanych przez autorów programu, gdyż otrzymane przy ich użyciu wyniki mogą być obarczone dużą niepewnością.

W ramach weryfikacji metody numerycznej istnieje potrzeba badań siatki dyskretyzacji, które przeprowadza się bazując na podanych w dalszym ciągu wskazówkach.

- W programie zawierającym podstawowe opcje modelowania CFD nie ma na ogół możliwości sprawdzenia rozwiązania dla różnych struktur siatek, gdyż dostępna jest jedynie siatka ortogonalna kartezjańska. Ponieważ siatka taka wprowadza uproszczenia w odwzorowaniu geometrii obiektu np. skośnych ścian lub zaokrąglonych stropów, testowanie należy przeprowadzać dla takiej geometrii, dla jakiej będą wykonywane właściwe obliczenia.
- Przedmiotem badań powinno być natomiast właściwe zagęszczenie siatki dyskretyzacji, a dla wariantu przepływu nieustalonego w czasie także dobór właściwego kroku czasowego. Dyskretyzacja równań różniczkowych jest bowiem źródłem błędu, który przez odpowiednie zagęszczenie siatki może być zmniejszony do poziomu dopuszczalnego dla danego przypadku przepływu. Aby uchwycić wpływ siatki dyskretyzacji na wyniki, wymiary oczek testowanej siatki gęstszej muszą być dwukrotnie mniejsze od wymiarów siatki rzadszej. Jest to istotne dla oddzielenia błędu numerycznego od błędu wynikającego z zastosowanego modelu turbulencji.
- W badaniu przepływu powietrza i ciepła w dużych i skomplikowanych pomieszczeniach wentylowanych dla pełnego odwzorowania złożonej geometrii może zajść potrzeba stosowania bardzo zagęszczonych siatek, nawet z kilkoma milionami oczek i wtedy komputery stosowane do obliczeń inżynierskich mogą okazać się niewystarczające. Z drugiej strony silne zagęszczenie siatki nie zawsze procentuje proporcjonalnym zwiększeniem dokładności rezultatów obliczeń. Dlatego istotne jest osiągnięcie kompromisu pomiędzy potrzebną do realizacji zagadnienia liczbą oczek siatki a otrzymywaną jakością rozwiązania.
- Zwiększenie zagęszczenia siatki może być konieczne nie dla całego modelowanego obiektu, ale jedynie jakiegoś jego rejonu, związanego z obiektem wewnętrznym. Można wtedy zastosować siatkę lokalnie złożoną, jeśli jest dostępna w pakiecie CFD.
- Obok zagęszczenia siatki dyskretyzacji istotne dla prawidłowego przebiegu rozwiązania i jego wyników jest też zachowanie odpowiednich proporcji wymiarów oczek.

Ostatnie zadanie procesu weryfikacji dotyczy schematów numerycznych, iteracji i zbieżności. Schemat numeryczny odgrywa istotną rolę w kodzie CFD, dobrze dobrany pozwala otrzymać szybkie, dokładne i stabilne rozwiązanie. Dla prostych przypadków obliczeniowych podlegających weryfikacji schematy wyższego rzędu dają dokładniejsze rezultaty niż schematy niższego rzędu. Należy też pamiętać o ograniczeniach niektórych schematów. W pakietach zawierających podstawowe opcje modelowania CFD najczęściej nie ma jednak możliwości wyboru schematu numerycznego, w związku z tym trudno mówić o weryfikacji tego elementu przez użytkownika programu.

Proces iteracji powinien być zbieżny do pewnej wartości granicznej, ustalonej w celu rozwiązania danego problemu. Kryteria zbieżności iteracji, wystarczające zazwyczaj dla dokładnego rozwiązania zagadnień związanych z przepływem powietrza i ciepła w pomieszczeniach wentylowanych, zostały sprecyzowane następująco:

- Błąd względny masowy suma błędów bezwzględnych bilansu strumienia masy w każdym oczku w stosunku do całkowitego strumienia masy powinna być mniejsza od 0.1%.
- Błąd względny dla energii suma błędów bezwzględnych bilansu strumienia ciepła w każdym oczku w stosunku do całkowitych zysków ciepła w pomieszczeniu powinna być mniejsza od 1%.

Jeśli wartość błędu procesu iteracji stabilizuje się na poziomie do 50 wartości kryterium granicznego, mówi się o niskim poziomie zbieżności. Jeśli natomiast wartość błędu oscyluje wokół tego poziomu, występuje oscylacja na niskim poziomie błędu. Dla wartości błędu powyżej 50 wartości kryterium granicznego ma miejsce wysoki poziom zbieżności lub oscylacji. Aby otrzymać stabilne i zbieżne rozwiązanie, w procesie iteracji wykorzystuje się współczynniki relaksacji dla różnych zmiennych, takie jak współczynnik podrelaksacji czy fałszywego kroku czasowego (*false-time-step*).

W praktyce obliczeniowej niekiedy zakłada się, że rozwiązanie jest zbieżne, jeśli występują małe zmiany (na 4 miejscu po przecinku) w wartościach uśrednionych głównych zmiennych zależnych: *V*, *t*, *c*. Aby móc przekonać się o przebiegu zmian i stabilizacji wartości tych parametrów, prowadzi się ich monitorowanie w wybranych, charakterystycznych punktach modelowanej przestrzeni.

Finalnym zadaniem weryfikacji jest oszacowanie prognoz CFD przez dokonanie porównania z eksperymentem, rozwiązaniem analitycznym lub symulacją bezpośrednią DNS.

Następnym krokiem kontroli jakości modelowania numerycznego przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym jest walidacja. Na jej podstawie ocenia się, w jakim stopniu dokładności może użytkownik zastosować program CFD do symulacji zagadnień, związanych z przepływem powietrza i ciepła w pomieszczeniu wentylowanym, występujących w rzeczywistości. Dzięki jej przeprowadzeniu może on mieć zaufanie do wyników obliczeń CFD, uzyskanych także dla innych wariantów przepływu, co umożliwia zastosowanie tego programu jako narzędzia inżynierskiego w projektowaniu wentylacji.

Walidacja pozwala również na wyeliminowanie błędów po stronie użytkownika. Program CFD rozwiązuje bowiem model fizyczny, który użytkownik wybierze do opisu rzeczywistych zjawisk zachodzących w pomieszczeniu wentylowanym, a rezultaty obliczeń mogą nie być dokładne nie z winy programu, ale z tego powodu, że wybrany model nie odpowiada rzeczywistości. Na przykład jednocześnie zachodzące przewodzenie, konwekcja i promieniowanie ciepła mogą być przez użytkownika interpretowane jako jedynie konwekcja. Prognoza CFD będzie wtedy poprawna dla części konwekcyjnej, ale błędna dla całości przepływu ciepła.

Najistotniejsza różnica pomiędzy walidacją a weryfikacją polega na tym, że walidacja jest przeprowadzana dla pełnego systemu przepływu ciepła i powietrza albo dla kilku podsystemów, które razem stanowią kompletny system, natomiast weryfikacja dotyczy tylko jednego aspektu środowiska wewnętrznego. Natomiast kolejność postępowania przy walidacji jest bardzo zbliżona do kroków zalecanych przy weryfikacji. Wprawdzie walidacja powinna być przeprowadzana dla kompletnego systemu, lecz jeśli użytkownik ma możliwość wyboru, nie jest niezbędne przeprowadzanie jej dla skomplikowanych przypadków przepływu powietrza i ciepła. Pewność uzyskanych rezultatów walidacji jest lepsza dla:

- prostej geometrii niż skomplikowanej,

- konwekcji niż dla kombinacji konwekcji, przewodzenia i promieniowania,
- przepływu jednofazowego niż wielofazowego,
- raczej materiałów chemicznie obojętnych niż dla chemicznie czynnych.

Ponieważ podstawową metodą zastosowaną przy walidacji jest porównanie wyników prognoz numerycznych parametrów powietrza z rezultatami pomiarów tychże parametrów w warunkach *in situ* lub w modelach fizykalnych badanych obiektów, bardzo istotną sprawą dla jej poprawnego przeprowadzenia jest dostęp do odpowiednich danych eksperymentalnych. Stąd też wybór wariantów przepływu powietrza i ciepła do walidacji ograniczony jest zazwyczaj możliwościami w tym zakresie.

Oceniając dokładność wyników modelowania numerycznego za pomocą danych eksperymentalnych, nie można też zapomnieć o błędach, jakimi mogą być obciążone wyniki pomiarów. Należy zatem posiadać informacje o zastosowanych do badań przyrządach pomiarowych i ich klasie dokładności.

Kryteria dokładności przy walidacji zmieniają się w zależności od wymagań rozpatrywanego wariantu przepływu. Są one bardziej restrykcyjne dla prostszych przypadków niż dla złożonego systemu środowiska wewnętrznego. Istotny jest też cel przeprowadzanych obliczeń numerycznych, na co wskazują podane przykłady:

- jeśli najważniejsza jest dokładna symulacja rozkładów prędkości powietrza, kryterium dla przepływu ciepła może być mniej rygorystyczne.
- modelowanie temperatury powietrza przy symulacji pożaru wymaga mniejszej dokładności niż w przypadku badań komfortu cieplnego w pomieszczeniu wentylowanym.

W ostatnim kroku wykonywanym przez użytkownika, czyli sprawdzaniu jakości numerycznego modelowania przepływów w rzeczywistych obiektach wentylowanych, stanowiących złożony system środowiska wewnętrznego, jedyną możliwą techniką kontrolną jest porównanie wyników numerycznych obliczeń rozkładów najważniejszych parametrów powietrza w całym modelowanym obiekcie z wynikami pomiarów tych parametrów przeprowadzonych w warunkach *in situ* lub w modelu fizykalnym. Występujące rozbieżności powinny wskazać na problemy, jakie pojawiają się przy modelowaniu danego przypadku złożonego przepływu. Celowe jest sprawdzenie, czy możliwe jest ich rozwiązanie lub zminimalizowanie wpływu na wyniki obliczeń przy wykorzystaniu opcji dostępnych w będącym do dyspozycji pakiecie CFD.

Przedstawione zasady sprawdzania jakości modelowania numerycznego zostały w dalszym ciągu pracy rozwinięte oraz zilustrowane konkretnymi przykładami własnych testów dla wybranych programów komputerowych CFD, bazujących na podstawowych opcjach tego modelowania.

5. METODYKA POSTĘPOWANIA BADAWCZEGO

Realizacja celu sformułowanego w rozdziale 1 niniejszej pracy wymagała zastosowania odpowiedniej metodyki postępowania badawczego. Należało przede wszystkim właściwie wybrać i poznać narzędzie do uzyskania niezbędnych informacji w postacj obliczonych numerycznie parametrów powietrza, opracować metodę sprawdzania jakości tych wyników obliczeń przy wykorzystaniu eksperymentu oraz dokonać doboru obiektów modelowanych, pozwalających w badaniach uwzględnić szerokie spektrum zjawisk zachodzących przy przepływie powietrza w pomieszczeniach wentylowanych.

5.1. Charakterystyka programów komputerowych CFD wykorzystywanych w badaniach

Obliczenia numeryczne przeprowadzone za pomocą programu komputerowego CFD były podstawowym źródłem informacji niezbędnych do realizacji najważniejszego zadania postawionego w niniejszej pracy, czyli sprawdzenia jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Aby wnioski wyciagane na ich podstawie można było uogólnić, wyniki obliczeń nie mogły być zawężone do uzyskanych jednym, przypadkowo wybranym programem. Dlatego też jako narzędzie do badań numerycznych wykorzystane zostały trzy programy komputerowe CFD:

- własny, niekomercyjny program WENTYLACJA, opracowany przez autorkę w ramach pracy doktorskiej (Knobloch 1987) w jezyku Fortran i używany do obliczeń w latach 1986-1991,
- dwa komercyjne pakiety:
 - Vortex w wersji 2 for DOS, (do roku 1999) (Awbi i in. 1996), zakupionej w angielskiej firmie Flowsolve oraz w wersji 2.10NT (od roku 2000), dostosowanej do pracy w systemie Windows, dostarczonej przez autora M.Patela,
 - Flovent w wersjach 3.2 (2003), 4.2 (2004), 5.1 (2005) (Flovent 2001, Lipska i Kuciel 2003, www.flovent.com), którego licencje nabyto od angielskiej firmy Flomerics.

Wszystkie te programy bazowały na podstawowych opcjach modelowania CFD: modelu turbulencji k- ε , prandtlowskich funkcjach przyściennych i ortogonalnej kartezjańskiej siatce dyskretyzacji. Różniły się jednak między sobą możliwościami obliczeniowymi, w tym przede wszystkim liczbą oczek siatki dyskretyzacji i metodą modelowania geometrii obiektu oraz stopniem dostosowania do potrzeb użytkownika. W dalszym ciągu przedstawiono, opracowaną na podstawie źródeł własnych i literaturowych charakterystyke porównawcza tych programów w zakresie:

- metody modelowania numerycznego (tab. 5.1.1),
- modeli turbulencji i warunków brzegowych w warstwie przyściennej (tab.5.1.2),
- siatek dyskretyzacji (tab.5.1.3), _
- możliwości modelowania geometrii pomieszczeń (tab.5.1.4),
- warunków brzegowych w otworach wywiewnych (tab.5.1.5), ----
- warunków brzegowych w otworach nawiewnych (tab. 5.1.6), ----
- sposobu prowadzenia obliczeń i kontroli procesu iteracji (tab. 5.1.7),
- możliwości opracowania wyników obliczeń (tab.5.1.8).

	PROGRAM	
VIDI MARTIN	VORTEX2.10-NT	FLOVENT
WENTYLAUAA		nodstawowych
rednienie w czasie równań podstawowych	 uśrednienie w czasie równań podstawowych modelu 	uśrednienie w czaste rownau pousie nodelu modelu
odelu	 warunki izotermiczne oraz nieizotermiczne 	 warunki izotermiczne oraz nieizotermiczne
arunki izoterniczue oraz merene	 przepływ ustalony i nieustalony 	 przepływ ustalony i nieustalony
bliczenia dla powietrza o zadanych vłaściwościach	 obliczenia tylko dla powietrza o wilgotności 50% 	 obliczenia dla powietrza o określonym stanie oraz dla innych gazów (wybór z biblioteki programu)
	 obliczenie stężeń zanieczyszczeń gazowych, jednak bez uwzględniania rodzaju zanieczyszczenia oraz jego własności 	 obliczenie stężenia zanieczyszczeń gazowych dla konkretnych gazów lub pyłów do 5µm (do 5 substancji - w tym para wodna)
	 modele trójwymiarowe 	 modele dwuwymiarowe oraz trójwymiarowe
modele dwuwymiarowe brak możliwości uwzględnienia promieniowan cieplnego	 ia promieniowanie cieplne pomiędzy ścianami, jednak bez uwzględniania promieniowania między źródłami ciepła a ścianą. 	 promieniowanie cieplne pomiędzy wszystkimi obiektami wewnętrznymi, obiekty uczestniczące czynnie i biernie w wymianie ciepła promienistego
	and the second s	 nromieniowanie słoneczne

Tabela 5.1.1

obliczenia

przepływ

warunki i

uśrednien modelu

Tabela 5.1.2

Porównanie zastosowanych modeli turbulencji i warunków brzegowych w warstwie przyściennej

PROGRAM				
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT		
• standardowy model turbulencji k-€	• standardowy model turbulencji k-ε	 dla przepływów laminarnych - model laminarny Laminar dla przepływów burzliwych: modele turbulencji zerorównaniowe: algebraiczny zrewidowany Revised Algebraic (wersja 3.2) algebraiczny LVEL LVEL Algebraic (wersja 3.2 i 4.2) LVEL z nakładką Capped LVEL (wersja 4.2) modele turbulencji dwurównaniowe: standardowy k-ε (Standard k-ε) (wersja 3.2) zrewidowany k-ε (Revised k-ε) (wersja 3.2) LVEL k-ε (wersja 4.2) 		
standardowa metoda funkcji przyściennych	 standardowa metoda funkcji przyściennych. 	• standardowa metoda funkcji przyściennych (dla <i>Standard k-</i> ε) (wersja 3.2) zrewidowana metoda funkcji przyściennych (dla <i>Revised k-ε</i>) (wersja 3.2) zrewidowana metoda funkcji przyściennych w połączeniu z modelem <i>Capped</i> <i>LVEL</i> (dla <i>LVEL k-ε</i>) (wersja 4.2)		

Tabela 5.1.3

	PROGRAM	
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT
 siatka ortogonalna, kartezjańska, nierównomiernie zagęszczona 	 siatka ortogonalna, kartezjańska, nierównomiernie zagęszczona 	 siatka ortogonalna, kartezjańska, nierównomiernie zagęszczona
 maksymalna liczba węzłów siatki wynosi: 30x35 = 90 0 	 maksymalna liczba węzłów siatki wynosi: 50x45 x40 = 90 000 	 możliwość ustalenia minimalnej liczby węzłów lub maksymalnego wymiaru oczka siatki w danym kierunku
	 automatyczny podział pomieszczenia modelowanego na regiony zależne od lokalizacji obiektów wewnętrznych 	 po zadaniu liczby węzłów siatki powyżej 1000000 (wersja 3.2) lub 3000000 (wersja 4.2) program nie wykonuje obliczeń
 dowolne zadawanie liczby węzłów siatki 	 dowolne podawanie przez operatora liczby węzłów siatki w regionach ustalonych przez program 	 możliwość ustalenia minimalnej wymaganej liczby oczek w obiektach, tj.: nawiewnikach, źródłach, na ścianach; możliwość dodatkowego zagęszczenia siatki w regionach pomiędzy obiektami;
 zadawanie siatki w pliku tekstowym przez użytkownika 	 możliwość korekty siatki w pliku tekstowym przez użytkownika 	 w wersji 4.2 możliwość wprowadzania siatki lokalnie złożonej wewnątrz obiektów wewnętrznych i w rejonach nomieszczenia przylegających do obiektów
 zadawanie odległości przyściennej przez użytkownika 	 możliwość zadania odległości przyściennej przez użytkownika 	 brak możliwości korekty siatki w pliku tekstowym przez użytkownika

Porównanie stosowanych siatek dyskretyzacji

45

Tabela 5.1.4

Porównanie możliwości modelowania geometrii pomieszczeń

	PROGRAM	
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT
 pomieszczenia prostokątne 	 pomieszczenia prostopadłościenne 	 pomieszczenia prostopadłościenne
 brak możliwości modelowania obiektów wewnętrznych 	 prostopadłościenne obiekty wewnętrzne 	 obiekty wewnętrzne o następujących kształtach : prostopadłościan (także rozłożony na części) pryzma (czworościan foremny) cylinder ścianki proste i ukośne obszar wydzielony z obliczeń <i>cutout</i>

46

47

Tabela 5.1.5

Porównanie sposobów zadawania warunków brzegowych w otworach wywiewnych

	PROGRAM	
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT
 Zadawane : lokalizacja wymiary parametry powietrza usuwanego: prędkość i temperaturę 	 Zadawane : lokalizacja wymiary nie podaje się żadnych parametrów przepływu powietrza (są wyliczane z bilansu masy i ciepła); takie same dane dla wszystkich wywiewników 	 Zadawane : lokalizacja wymiary prędkość wywiewania lub strumień objętości powietrza wywiewanego, pozostałe parametry powietrza są wyznaczane na podstawie obliczeń parametrów w obszarze modelowanym; dowolne dane dla każdego wywiewnika

Tabela 5.1.6

Porównanie sposobu zadawania warunków brzegowych w otworach nawiewnych

	PROGRAM	
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT
 liczba nawiewników: 1 rodzaje nawiewników : szczelinowe 	 liczba nawiewników - dowolna, ale nie większa niż 999 rodzaje nawiewników: prostokątne o minimalnej wysokości 2 cm 	 liczba nawiewników - dowolna rodzaje nawiewników : nawiewnik prostokątny (Fixed Flow), anemostat (Sauare Diffuser),
 lokalizacja nawiewników - tylko na ścianach 	 lokalizacja nawiewników - tylko na ścianach 	 nawiewnik wirowy (Swirl Diffuser), nawiewnik kołowy (Circural) lokalizacja nawiewników : na ścianach, na elementach wewnętrznych : na prostopadłościanach,
 zadawanie warunków brzegowych: w otworze : prędkość nawiewania, intensywność turbulencji, temperatura powietrza nawiewanego, metoda <i>box</i>: na brzegach wydzielonego obszaru wartości zmiennych zależnych uzyskanych w efekcie pomiarów 	 zadawanie warunków w otworze (dane jednakowe dla wszystkich nawiewników): prędkość nawiewania, intensywność turbulencji, temperatura powietrza nawiewanego, 	 na obszarze wydzielonym z obliczeń ("cutout") traktowanym jako przewód zadawanie warunków w otworze (inne parametry dla każdego nawiewnika): prędkość nawiewania lub strumień objętości powietrza nawiewanego, temperatura powietrza nawiewanego, energia kinetyczna turbulencji, szybkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji, kąt wypływu strugi, procent swobodnej powierzchni (modelowanie kratek nawiewnych)

4
2
5
č
2
14
5
12
2
e
C
ā
100
0
1
8
×
-
-55
22
3
1
3
-
GI
N
ad
2
6
5
-
ē
0
S
ď
00
O
E
3
5
3
L
2

5
1
S B
le
늪

	PROGRAM	
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT
 poziom wartości błędu granicznego zbieżności procesu iteracji dla poszczególnych parametró ustalany przez użytkownika wyświetlanie przebiegów zbieżności i zmian 	 zbieżność procesu iteracji określona poprzez sta graniczną wartość błędu masowego, wyliczoneg z bilansu oczka siatki, wynoszącą 1% 	 łłą • poziom wartości błędu granicznego zbieżności procesu iteracji dla poszczególnych parametrów jest ustalany przez program z mostr
wartości poszczególnych parametrów z możliwością ich zapisu	 wyświetlanie przebiegów zbieżności zmian wartości poszczególnych parametrów z możliwością ich zapisu 	korygowania przez użytkownika • wyświetlanie przebiegów zbieżności i zmian
 możliwość zadania liczby iteracji przez użytkownika możliwość postoru, 	 możliwość zadania liczby iteracji 	 postoczegourycu parametrow (w wersji 4,2 możliwość zapisu) możliwość zadania liczby iteracji
MACHIMOSC LESIGIU	 możliwość restartu (z ograniczeniami) 	 mozltwość przerwania i wznowienia obliczeń w dowolnym momencie
d	orównanie możliwości opracowania wyników ob	Tabela 5.1.8
	PROGRAM	
WENTYLACJA	VORTEX	FLOVENT
 zapis całości wyników w plikach tekstowych z możliwością wydruku 	 wizualizacja rozkładów parametrów (izolinie, izolinie z wypełnieniem, wektory, siatki przestrzenne, wykresy 2D i 3D), możliwość zapisu w pliku zapisu w pliku zapis całości wyników w plikach tekstowych 10- kolumnowych, wymagających przekształcenia przed dalszą analizą w arkuszu kalkulacyjnym 	 wizualizacja rozkładów parametrów (izolinie, izolinie z wypełnieniem, wektory, izopowierzchnie,), animacja, możliwość wydruku lub zapisu w pliku możliwość zapisu wyników w dowolnie wybranej płaszczyźnie modelowanej przestrzeni w pliku
		Kalkulacyjnego

Występujące między programami różnice pozwalały sądzić, że również między wynikami numerycznych obliczeń mogły występować rozbieżności. Przeprowadzone w dalszym ciągu pracy porównania miały więc również na celu sprawdzenie, czy było tak w istocie.

Za pomocą scharakteryzowanych programów komputerowych przeprowadzono obliczenia numeryczne, kierując się przy tym ich instrukcjami obsługi i własnymi, wieloletnimi doświadczeniami. Efektem tych obliczeń były stabelaryzowane rozkłady wartości parametrów powietrza w punktach siatki dyskretyzacji: składowych wektora uśrednionej prędkości $\overline{V}_x, \overline{V}_y, \overline{V}_z$, uśrednionej temperatury \overline{T} , uśrednionego stężenia zanieczyszczenia gazowego \overline{C} , energii kinetycznej turbulencji k i szybkości dyssypacji tej energii ε . Na ich podstawie za pomocą postprocesorów programów CFD i programów graficznych Golden Software Surfer i Grapher sporządzano wizualizacje obrazów przepływu powietrza wykresy oraz mapy parametrów. Były one wykorzystywane w trakcie analiz i porównań wykonywanych w następnych rozdziałach pracy.

5.2. Metodyka sprawdzania jakości modelowania numerycznego przez porównanie z eksperymentem

Najbardziej wiarygodnym sposobem sprawdzania jakości modelowania numerycznego jest porównanie wyników obliczeń metodą CFD z wynikami badań eksperymentalnych w obiektach rzeczywistych lub ich modelach fizykalnych, przeprowadzonych z wykorzystaniem znanych i sprawdzonych metod badawczych o rozpoznanym błędzie.

Parametrami powietrza w pomieszczeniu wentylowanym, których wyniki numeryczne najczęściej podlegają kontroli eksperymentalnej, są: uśredniona prędkość \overline{V} , energia kinetyczna turbulencji k, uśredniona temperaturat (nazywana w dalszym ciągu temperaturą t) i uśrednione stężenie zanieczyszczeń gazowych \overline{C} (nazywane w dalszym ciągu stężeniem C). O ile w przypadku dwóch ostatnich parametrów porównywane są bezpośrednie wyniki pomiarów i obliczeń bądź ich nadwyżki w stosunku do otoczenia albo simpleksy, to w przypadku uśrednionej prędkości i energii kinetycznej turbulencji sprawa może być mniej lub bardziej skomplikowana, w zależności od zastosowanej metody pomiarowej.

Za pomocą programów komputerowych bazujących na modelach uśrednionych w czasie, do których zaliczają się pakiety zawierające podstawowe opcje modelowania CFD, oblicza się składowe wektora uśrednionej prędkości $\overline{V_x}, \overline{V_y}, \overline{V_z}$ oraz energię kinetyczną turbulencji k, definiowaną zgodnie ze wzorem (3.1.7) jako:

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{v_x^2} + \overline{v_y^2} + \overline{v_z^2} \right)$$
(3.1.7a)

Jeśli pomiar prędkości wykonywany jest za pomocą anemometrów mierzących wartości składowych wektora prędkości chwilowej, np. dopplerowskiego anemometru laserowego lub anemometru ultradźwiękowego, wtedy istnieje możliwość uśrednienia w czasie wartości tych składowych oraz obliczenie energii kinetycznej turbulencji jako połowy sumy wariancji fluktuacji składowych wektora prędkości chwilowej. Jeśli natomiast pomiar prędkości wykonywany jest za pomocą termoanemometru sferycznego, najczęściej stosowanego do badań warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniach wentylowanych, to nie ma wtedy możliwości bezpośredniego porównania wyników obliczeń i pomiarów. Problem ten dostrzeżony został już wcześniej przez Koskelę i Heikkinena (2002). Przyrządem tym mierzy się bowiem moduł wektora prędkości chwilowej V_m , określany w nomenklaturze anglojęzycznej jako speed (szybkość), który po uśrednieniu w czasie przyjmuje postać uśrednionej szybkości (*mean speed*) lub inaczej uśrednionego modułu wektora prędkości chwilowej:

$$\overline{V}_{m} = \sqrt{V_{x}^{2} + V_{y}^{2} + V_{z}^{2}}, \qquad (5.2.1)$$

natomiast wynikiem obliczeń numerycznych jest wypadkowa wartość uśrednionej prędkości, znana w literaturze angielskojęzycznej jako *mean velocity* (uśredniona prędkość) i błędnie nazywana w programie Flovent SPEED:

$$\overline{V} = \sqrt{\overline{V_x}^2 + \overline{V_y}^2 + \overline{V_z}^2}$$
(5.2.2)

Znaczna część pomiarów, których wyniki wykorzystywano w dalszej części pracy do sprawdzania jakości modelowania numerycznego, wykonywana była za pomocą termoanemometru sferycznego. W takich przypadkach stosowano dwa sposoby porównania prędkości:

1. Porównywano pierwiastek wartości średniokwadratowej szybkości $\sqrt{V_m^2}$ (Lipska 2000), który mógł być wyznaczony zarówno na podstawie wyników numerycznych obliczeń składowych wektora uśrednionej prędkości oraz energii kinetycznej turbulencji ze wzoru :

$$\overline{V_m^2} = \sqrt{\overline{V}^2 + 2k} , \qquad (5.2.3)$$

jak i z pomiarów uśrednionej szybkości $\overline{V_m}$ oraz wariancji fluktuacji szybkości $\overline{v_m^2}$ przy wykorzystaniu wzoru:

$$\sqrt{\overline{V_{\pi}^2}} = \sqrt{\overline{V}_{m}^2 + \overline{v_{m}^2}}$$
(5.2.4)

2. Dokonywano przeliczenia wyznaczonej numerycznie uśrednionej prędkości \overline{V} na uśrednioną szybkość $\overline{V_m}$. Było to możliwe dzięki zastosowaniu wzorów zaproponowanych przez Popiołka i Melikova (2005a) z późniejszą korektą, uzyskanych na podstawie szczegółowej analizy wyników pomiarów anemometrem laserowym trzech składowych wektora prędkości chwilowej:

jeśli $\xi < 1,3$:

$$V_m = V_{CFD} \left(1 - 0.044\xi + 1.195\xi^2 - 0.329\xi^3\right),$$
(5.2.5)

jeśli ξ≥1,3

$$V_m = \overline{V}_{CFD} \left(0,287 + 1,502\xi \right), \tag{5.2.6}$$

gdzie: ξ – intensywność turbulencji określona na podstawie wyników obliczeń numerycznych:

$$\xi = \frac{\sqrt{\left(\overline{v_x^2} + \overline{v_y^2} + \overline{v_z^2}\right)/3}}{\overline{V}} = \frac{\sqrt{2k/3}}{\overline{V}}$$
(5.2.7)

Znajomość uśrednionej szybkości \overline{V}_m pozwala na wyznaczenie wartości odchylenia standardowego fluktuacji szybkości v_m^* , wynikającej z porównania wzorów na wartość średniokwadratową szybkości (5.2.3) i (5.2.4):

$$v_{m}^{*} = \sqrt{\overline{V}^{2} + 2k - \overline{V}_{m}^{2}}$$
(5.2.8)

Popiołek i Melikov oszacowali błąd możliwy do popełnienia przy stosowaniu drugiego sposobu porównywania prędkości. Różnica pomiędzy wartością uśrednioną szybkości \overline{V}_m , oszacowaną zgodnie ze wzorami (5.2.5 i 5.2.6) i dokładną wartością tej wielkości nie powinna być większa niż 0,006m/s. Natomiast niepewność oszacowania odchylenia standardowego fluktuacji szybkości v_m^* przy wykorzystaniu wzoru (5.2.8) nie powinna przekraczać 22%.

5.3. Opis obiektów poddanych badaniom

W podrozdziale przedstawiono obiekty, brane pod uwagę w następnych rozdziałach pracy przy weryfikacji i walidacji modelowania numerycznego przepływu powietrza wentylacyjnego. Przy ich wyborze kierowano się zasadami przeprowadzania tych dwóch pierwszych kroków sprawdzania jakości (rys.4.1) i w związku z tym były to pomieszczenia o prostej geometrii, w których zachodziły jeden lub dwa elementarne przepływy wentylacyjne. Należały do nich przede wszystkim najistotniejsze z punktu widzenia kształtowania przepływu powietrza w całym pomieszczeniu wentylowanym strugi nawiewane: burzliwe i quasi-laminarne oraz strugi konwekcyjne nad źródłami ciepła, a także przepływy konwekcyjne przy ścianach. Uwzględniono przy tym przypadki obu stosowanych obecnie w praktyce rodzajów wentylacji: mieszającej i wyporowej, jak i najpopularniejsze systemy rozdziału powietrza: nawiew górą - wywiew dołem oraz nawiew dołem-wywiew górą, a także nawiew dołem i wywiew dołem. Testowanie rozpoczęto od przepływów w warunkach izotermicznych, a dopiero w następnej kolejności przystąpiono do badań w warunkach nieizotermicznych. Ostatnim jego etapem było uwzględnienie przepływu zanieczyszczeń gazowych.

Będące przedmiotem badań w ramach trzeciego kroku sprawdzania jakości numerycznego modelowania (rys. 4.1) rzeczywiste obiekty o złożonej geometrii, w których występowała kombinacja wielu zjawisk zachodzących w pomieszczeniach wentylowanych, opisane zostały w rozdziale 8, bezpośrednio przed relacją z przeprowadzonej dla nich kontroli jakości modelowania przepływów powietrza.

Obiekt 1 - pomieszczenie modelowe ze szczeliną nawiewną

Modelowanie numeryczne pomieszczenia, do którego przez szczelinę nawiewną wprowadzana była struga płaska, przeprowadzono dla obiektu prostopadłościennego,

odwzorowującego model fizykalny. Realizowana była w nim wentylacja mieszająca przy nawiewie powietrza górą i wywiewie dołem, w warunkach izotermicznych. Dla pomieszczenia tego dysponowano wynikami badań eksperymentalnych przeprowadzonych przez Knobloch (1987),

Schemat obliczeniowy tego pomieszczenia modelowego przedstawiono na rys. 5.3.1a, a obliczenia wykonano dla następujących warunków brzegowych :

• wymiary pomieszczenia: długość L = 1,5 m, szerokość B = 0,8 m, wysokość H = 0,69 m, • nawiew powietrza:

- kształt i wymiar nawiewnika: szczelina nawiewna o długości 0,8 m, i wysokości 0,012 m;
- lokalizacja: wzdłuż całej szerokości pomieszczenia, w odległości 0,194m od dolnej krawędzi szczeliny do sufitu;
- parametry powietrza nawiewanego: średnia prędkość nawiewania $V_N = 1,66$ m/s, intensywność turbulencji w otworze nawiewnym $T_{uN} = 30\%$, temperatura $t_N = 20^{0}$ C,
- wywiew:
- kształt i wymiar wywiewnika: otwór prostokątny o długości 0,8 m i wysokości 0,04 m;
- lokalizacja: wzdłuż całej szerokości ściany przeciwległej do nawiewnika, w odległości 0,04 m od podłogi do dolnej krawędzi otworu.

Obliczenia numeryczne przeprowadzone zostały programem Wentylacja, Vortex oraz Flovent w wersjach 3.2 i 4.2.

Obiekt 2 – pomieszczenie biurowe z kratką nawiewną

Modelowano numerycznie obiekt prostopadłościenny symulujący typowe pomieszczenie biurowe, w którym struga powietrza nawiewana była przez jedną ścienną kratkę nawiewną. Realizowana była w nim wentylacja mieszająca przy nawiewie powietrza górą i wywiewie dołem, w warunkach izotermicznych. Schemat obliczeniowy tego pomieszczenia modelowego przedstawiono na rys. 5.3.1b.

Wersja 1

W tej wersji do pomieszczenia nawiewana była struga osiowosymetryczna, a obliczenia wykonano dla następujących warunków brzegowych:

wymiary pomieszczenia: długość L = 6 m, szerokość B = 3÷6 m, wysokość H = 3 m,
nawiew:

- kształt i wymiar nawiewnika: kwadratowy otwór o wymiarze boku 0,1 m;
- lokalizacja: w płaszczyźnie w środku szerokości pomieszczenia, bezpośrednio na ścianie, w odległości 0,4 m od dolnej krawędzi otworu do sufitu;
- parametry powietrza nawiewanego: średnia prędkość nawiewania V_N = 5m/s, intensywność turbulencji otworze nawiewnym T_{uN} = 30%, temperatura t_N = 20^oC;
 wywiew
- kształt i wymiar wywiewnika: otwór kwadratowy o wymiarach jak nawiewnik, czyli 0,1 m;
- lokalizacja: pod nawiewnikiem, bezpośrednio nad podłogą.

Wersja II

W tej wersji do pomieszczenia przez kratkę prostokątną nawiewana była struga trójwymiarowa. Dla tego przypadku dysponowano wynikami pomiarów przeprowadzonych przez Blaszczok (2003), (2006).

Obliczenia wykonano dla następujących warunków brzegowych:

- wymiary pomieszczenia: długość L = 6 m, szerokość B = 6 m, wysokość H = 3 m,
 nawiew:
- kształt i wymiar nawiewnika: prostokątny otwór o wymiarach boków 0,15×0.1 m;

- lokalizacja: w środku szerokości pomieszczenia, bezpośrednio na ścianie, w odległości 0,7 m od dolnej krawędzi otworu do sufitu;
- parametry powietrza nawiewanego: średnią prędkość nawiewania V_N , zmieniano w zakresie $0,4 \div 5,2$ m/s, intensywność turbulencji otworze nawiewnym $T_{uN} = 30\%$, temperatura $t_N = 20^{\circ}$ C;

- wywiew

- kształt i wymiar wywiewnika: otwór prostokątny o wymiarach jak nawiewnik, czyli 0,15×0,1 m;
- lokalizacja: pod nawiewnikiem, bezpośrednio nad podłogą.

Obliczenia numeryczne dla obu przypadków pomieszczeń przeprowadzone były programami Vortex oraz Flovent w wersjach 3.2 i 4.2.

Obiekt 3 – model fragmentu sali gimnastycznej z 3 kratkami nawiewnymi

Model obliczeniowy, zaprezentowany na rys.5.3.1c, utworzono na bazie modelu fizykalnego w skali 1:1,75 fragmentu hali sportowej z trzema kratkami nawiewnymi, przez które nawiewano strugi trójwymiarowe. W obiekcie realizowana była wentylacja mieszająca przy nawiewie powietrza górą i wywiewie dołem, w warunkach izotermicznych. Dysponowano dla niego danymi pomiarowymi (Mierzwiński i in. 1998).

Do obliczeń przyjęto dwie wersje warunków brzegowych:

Wersja I - obiekt rzeczywisty

wymiary pomieszczenia: długość L = 8,57m, szerokość B = 5,64 m, wysokość H = 3,165 m,
nawiew

- kształt i wymiar nawiewników: prostokątne otwory o wymiarach boków 0,18×0,049;
- lokalizacja: bezpośrednio na krótszej ścianie bocznej, niesymetrycznie względem ścian sąsiadujących, w odległości 1,252 m od dolnej krawędzi otworu do powierzchni sufitu;
- parametry powietrza nawiewanego: średnia prędkość nawiewania $V_N = 6$ m/s, intensyw-
- ność turbulencji w otworze nawiewnym $T_{uN} = 30\%$, temperatura $t_N = 22^{\circ}$ C;
- wywiew
- kształt i wymiar wywiewnika: szczelina o wymiarach 4,03×0,03 m;
- lokalizacja: pod nawiewnikami, bezpośrednio nad podłogą. niesymetrycznie względem ścian bocznych.

Wersja 11 – obiekt z symetrycznym układem otworów wentylacyjnych

Zmiana w stosunku do wersji 1 polegała na rozmieszczeniu otworów nawiewnych i wywiewnego na szerokości ściany symetrycznie względem sąsiadujących ścian.

Obliczenia numeryczne dla obu wersji przeprowadzone były programami Vortex, Flovent 3.2 oraz Flovent 4.2. Wszystkie wyniki obliczeń przedstawiono w odniesieniu do wymiarów obiektu rzeczywistego.

Obiekt 4 – przestrzeń z podgrzaną przegrodą bez wymiany powietrza

Model obliczeniowy ograniczonej przestrzeni z podgrzaną jedną przegrodą, bez wentylacji, pokazano na rys.5.3.1d. Obiekt taki znany jest w literaturze (Nielsen 1976) pod angielską nazwą *cavity*. Do obliczeń przepływu przyjęto następujące warunki brzegowe: • wymiary ograniczonej przestrzeni: długość L = 1m, szerokość B = 1m, wysokość H = 1m,

temperatura grzanej ściany $\vartheta_1 = 25^{\circ}$ C, temperatura ścian pozostałych $\vartheta_0 = 20^{\circ}$ C.

Obliczenia przeprowadzono programem Flovent 4.2 dla 3 wariantów: A – z grzaną jedna ścianą boczną, B – grzaną podłogą i C – grzanym sufitem.

Obiekt 5 – przestrzeń z podgrzaną przegrodą z wymianą powietrza

Modelowanie numeryczne przeprowadzono dla ograniczonej, wentylowanej przestrzeni z podgrzanym sufitem, przedstawionej na rys. 5.3.1e. Realizowana była w niej wentylacja mieszająca przy nawiewie powietrza dołem i wywiewie dołem, w warunkach nieizotermicznych. Obiekt ten był uprzednio przedmiotem badań za pomocą prostego programu numerycznego, sprawdzonych przy wykorzystaniu wyników pomiarów Ideriaha, co zrelacjonował Awbi (2003).

Do obliczeń przepływu przyjęto następujące warunki brzegowe: • wymiary pomieszczenia: długość L = 1m, szerokość B = 1m, wysokość H = 1m, • nawiew

- kształt i wymiar nawiewników: prostokątne otwory o wymiarach boków 0,05×1 m;
- lokalizacja: na ścianie bocznej, bezpośrednio nad podłogą;
- parametry powietrza nawiewanego: średnią prędkość nawiewania V_N zadawano w przedziale od 0,15 m/s do 6 m/s tak, aby zachować wartości liczby Reynoldsa jak przy pomiarach w zakresie od 10⁴ do 4 10⁵ m/s; jako wymiar charakterystyczny do obliczenia tej liczby przyjęto wysokość modelowanej przestrzeni; różnice temperatur pomiędzy grzanym sufitem a powietrzem nawiewnym przyjmowano tak, aby wartość liczby Archimedesa zawierała się w przedziale od 0 do 0,37;

wywiew

- kształt i wymiar wywiewnika: szczelina o wymiarach 0,05×1 m;

lokalizacja: na ścianie przeciwległej do ściany z nawiewnikiem, bezpośrednio nad podłogą.
 Obliczenia przeprowadzono programem Flovent 4.2.

Obiekt 6 – pomieszczenie modelowe ze źródłami: ciepła i zanieczyszczeń oraz 2 nawiewnikami quasi-laminarnymi

Zamodelowano numerycznie modelowe pomieszczenie ze źródłem ciepła i źródłem zanieczyszczeń gazowych oraz dwoma nawiewnikami kolumnowymi, nawiewającymi strugi quasi-laminarne. Realizowana była w nim wentylacja wyporowa przy nawiewie powietrza dołem i wywiewie górą, w warunkach nieizotermicznych. Dla obiektu tego dysponowano wynikami szczegółowych pomiarów przeprowadzonych przez Trzeciakiewicza i in. (1999a). Schemat obliczeniowy tego pomieszczenia przedstawiono na rys. 5.3.1f.

Obliczenia za pomocą programu Vortex wykonano dla różnych źródeł ciepła: człowieka, komputera, żarówki i płytki grzejnej, a badania programem Flovent 4.2 ograniczono do płytki grzejnej. Do obliczeń przyjęto następujące warunki brzegowe: • wymiary pomieszczenia: długość L = 3 m, szerokość B = 3 m, wysokość H = 3 m, • nawiew:

- kształt i wymiar nawiewnika: quasi-laminarne nawiewniki kolumnowe, w modelu fizykalnym miały kształt ¼ walca o promieniu 0,244 m i wysokości 0,608 m, powietrza następował przez 5551 otworów o średnicy 3 mm w blasze perforowanej na pobocznicy walca, czyli powierzchnia efektywna nawiewnika wynosiła 0,0392 m²; w obliczeniach programem Vortex kształt każdego z nawiewników kolumnowych uproszczono do dwóch otworów prostokątnych, ustawionych prostopadle względem siebie o wymiarach całkowitych odpowiadających powierzchni efektywnej nawiewnika; w programie Flovent nawiewnik zamodelowano jako prostopadłościan, na którego dwóch prostopadłych ścianach umieszczono dwa gotowe elementy symulujące kratki nawiewne o wymiarach odpowiadających całkowitej powierzchni rzeczywistego nawiewnika i tak dobranym udziale wolnej powierzchni, aby wypływ powietrza następował przez powierzchnię równą efektywnej w nawiewniku rzeczywistym;



Rys.5.3.1. Schematy obliczeniowe pomieszczeń wentylowanych, testowanych w warunkach izotermicznych: a) obiekt 1 - model fizykalny ze szczeliną nawiewną b) obiekt 2 - pomieszczenie biurowe z kratką nawiewną c) obiekt 3 – model sali gimnastycznej z 3 kratkami nawiewnymi x i nieizotermicznych: d) obiekt 4 - przestrzeń z podgrzaną przegrodą bez wymiany powietrza e) obiekt 5 - przestrzeń z pogrzaną przegrodą z wymianą powietrza f) obiekt 6 - pomieszczenie modelowe ze źródłami ciepła i zanieczyszczeń oraz 2 nawiewnikami quasi-laminarnymi Fig.5.3.1. The simulation schemes of the ventilated rooms, tested in isothermal conditions: a) object 1 - the physical model with the inlet slot b) object 2 - the office room with the inlet grid c) object 3 - the model of a gymnastic hall with 3 inlets grids and in non-isothermal conditions: d) object 4 - the cavity with the heated wall e) object 5 - the ventilated cavity with the heated ceiling f) object 6 – the model room with the heat and contamination sources and 2 quasi-laminar diffusers

- lokalizacja: ustawione na podłodze w przeciwległych rogach pomieszczenia modelowego;
- parametry powietrza nawiewanego: wartości średniej prędkości nawiewania wynikały bezpośrednio z przyjętych w pomiarach częstotliwości wymiany powietrza n = 1; 3; 5; 7 h⁻¹, intensywność turbulencji przyjęto $T_{uN} = 5\%$, a temperaturę powietrza nawiewanego t_N = 17°C, zgodnie z wynikami pomiarów;

• wywiew:

- kształt i wymiar wywiewnika: otwór prostokątny o wymiarach 0,3×0,3 m;
- lokalizacja: na środku sufitu;
- źródło ciepła:
- płytka grzejna o mocy 600W i zmierzonej w obiekcie rzeczywistym temperaturze powierzchni $\vartheta_{zr} = 423^{\circ}$ C ustawiona była na stoliku na środku pomieszczenia, pod otworem wywiewnym;

ściany pomieszczenia

termiczne warunki brzegowe na ścianach stałych podano w postaci rozkładu temperatur, uzyskanego dla poszczególnych wariantów badawczych przez pomiar w pomieszczeniu modelowym.

Przedstawiona metodyka postępowania badawczego wykorzystana została w badaniach mających na celu przeprowadzenie weryfikacji i walidacji modelowania numerycznego oraz sprawdzenie dokładności modelowania dla rzeczywistych obiektów złożonych, zrelacjonowanych w rozdziałach 6-8 niniejszej pracy.

6. WERYFIKACJA PROGRAMU KOMPUTEROWEGO CFD PRZEZ UŻYTKOWNIKA

Przystępując do pracy z nowo nabytym komercyjnym programem komputerowym CFD do prognozowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych, jego użytkownik ma prawo sądzić, że został on zweryfikowany przez autorów. Taka weryfikacja nie daje mu jednak pewności, czy program ten jest w stanie prawidłowo uwzględnić te zjawiska fizyczne, które są istotne dla analizy przepływu powietrza i ciepła w przypadkach obiektów będących przedmiotem zainteresowania użytkownika. Doświadczenia z przeprowadzanych wcześniej badań dowodzą bowiem, że występują znaczne różnice pomiędzy wynikami obliczeń numerycznych za pomocą różnych programów, co pokazano już w rozdziale 3.2 na przykładzie prognoz wykonanych w ramach Aneksu 26 IEA. Przy prognozowaniu numerycznym zjawisk przepływowych mogą też występować różnego typu błędy. Prawdopodobieństwo ich pojawienia się rośnie, gdy ma się do czynienia z programem zawierającym jedynie podstawowe opcje modelowania CFD.

Dlatego też konieczna jest weryfikacja programu przez użytkownika, będąca, zgodnie z zasadami przedstawionymi w rozdziale 4, pierwszym krokiem sprawdzania jakości modelowania numerycznego przepływu powietrza wentylacyjnego.

Celem niniejszego rozdziału jest zaproponowanie oraz zilustrowanie przykładami własnych testów sposobu postępowania przy weryfikacji przeprowadzanej w celu oceny programu komputerowego pod kątem przydatności do badań obiektów interesujących użytkownika. Obejmuje ona sprawdzenie:

- efektów działania programu dla wybranych przypadków pomieszczeń, w których zachodzą zjawiska przepływu powietrza i ciepła najistotniejsze dla wentylacji,
- prawidłowości odwzorowania niektórych cech rzeczywistych przepływów powietrza,
- wpływu na wyniki obliczeń różnych czynników, związanych z modelowaniem, takich jak: modele turbulencji, zagęszczenia siatki dyskretyzacji, czy przebieg procesu iteracji przy rozwiązaniu numerycznym.

Działania takie powinny pozwolić wykryć ewentualnie występujące w obliczeniach błędy i wskazać ich źródło. To może okazać się pomocne przy poszukiwaniu sposobów eliminowania tych nieprawidłowości przez odpowiednie wykorzystanie dostępnych w programie opcji.

W dalszym ciągu rozdziału przedstawione zostały najciekawsze doświadczenia z przeprowadzonej weryfikacji wybranych komercyjnych pakietów CFD i wypływające z nich wnioski.

6.1. Testowanie wybranych prostych przypadków przepływów wentylacyjnych

Dla każdego z trzech analizowanych programów komercyjnych CFD, bazujących na podstawowych opcjach takiego modelowania i scharakteryzowanych w podrozdziale 5.1, przeprowadzono testy, mające na celu sprawdzenie poprawności odwzorowania przez nie najczęściej występujących przypadków przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Do badań wybrano proste obiekty, opisane w podrozdziale 5.3 (rys.5.3.1), w których zachodziły jedno lub dwa zjawiska przepływowe. W przypadku pomieszczeń o skomplikowanym charakterze, pojawiające się w wynikach obliczeń błędy mogłyby się bowiem kumulować i ich źródło stawałoby się trudne do uchwycenia. Łatwiej było te błędy dostrzec i wyeliminować w przypadku pojedynczych przepływów, o znanym, przewidywalnym obrazie.

Obliczone obrazy przepływu powietrza wentylacyjnego oceniano trzema technikami przez porównanie z:

- typowym, znanym obrazem fizycznym danego przepływu,
- wynikami własnego eksperymentu,
- danymi zaczerpniętymi ze źródeł literaturowych.

Przy doborze podlegających badaniom obiektów i przepływów kierowano się również dostępnością takiego materiału porównawczego. Ze względu na niezależny od czasu charakter badanych przepływów wszystkie obliczenia przeprowadzone zostały dla warunków ustalonych.

Do przedstawienia w dalszym ciągu podrozdziału efektów prognozowania wykorzystano bezpośrednie wyniki obliczeń numerycznych i ich wizualizację za pomocą postprocesorów użytych programów komputerowych CFD.

6.1.1. Pomieszczenie wentylowane z płaską strugą nawiewaną ze szczeliny

Najprostszym modelowanym numerycznie przypadkiem był przepływ powietrza w pomieszczeniu z izotermiczną, płaską strugą nawiewaną ze szczeliny o długości równej szerokości pomieszczenia (obiekt 1 przedstawiony na rys.5.3.1a). Obliczenia przeprowadzono programami komputerowymi CFD, opisanymi w podrozdziale 5.1:

- Wentylacja ze standardowym modelem turbulencji k- ε , dwuwymiarowo dla środkowej płaszczyzny modelu i siatką dyskretyzacji z $30 \times 30 = 900$ węzłami,
- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45×40=90000 węzłów,
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji, dwumiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45=2250 węzłami oraz trójwymiarowo dla siatki z 50×45×40=90000 węzłów,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ε, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 60×70×60=252000 węzłów.

Do weryfikacji ich wyników wykorzystano rozkłady składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości, zmierzone za pomocą anemometru z gorącym drutem w wybranych przekrojach modelu fizykalnego pomieszczenia (Knobloch 1987), przy wykorzystaniu metody przedstawionej przez Knobloch i Popiołka (1990).

Wyniki obliczeń pokazano na rys. 6.1.1 w postaci rozkładu izotach z wypełnieniem składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w przekroju poziomym przechodzącym przez środek wysokości nawiewnika. W przypadku zastosowania programów Vortex (a) i Flovent 3.2 (b) w prognozowanej strudze nawiewanej stwierdzono nieuzasadnioną fizycznie zmienność tej składowej w danej odległości od wylotu powietrza. Wystąpiły również różne od zera wartości składowej poprzecznej w kierunku Z. Sprawdzono, że nieprawidłowość ta miała miejsce niezależnie od przyjętej długości nawiewnika. Problemy te wyraźnie zmniejszały się jedynie, gdy w obliczeniach zastosowano zabieg w postaci odsunięcia nawiewnika od ściany poprzez zlokalizowanie go na przewodzie (c). Użycie w następnej kolejności skorygowanej wersji 4.2 programu Flovent (d) nie przyniosło zdecydowanej poprawy w tym zakresie. Błędu tego nie udało się usunąć.



- Rys.6.1.1. Mapy składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w płaszczyźnie poziomej Y = 0,49 m pomieszczenia modelowego z płaską strugą, utworzone na podstawie wyników obliczeń numerycznych
- Fig.6.1.1. Map of the axial mean velocity vector component in the horizontal plane Y = 0,49 m of the model room with plane supply jet, obtained from CFD calculations

Porównano wyniki obliczeń numerycznych i pomiarów składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości (rys. 6.1.2) w postaci rozkładów w osi pionowej w wybranych odległościach od nawiewnika. Stwierdzono, że najbardziej zbliżone do eksperymentalnych rezultaty otrzymano programem WENTYLACJA, w którym zadawano warunki brzegowe metodą *box*, wykorzystującą w dużym stopniu dane pomiarowe (Knobloch i Mierzwiński 1990b). Trójwymiarowe obliczenia programem Flovent 3.2 dawały podobne do zmierzonych wyniki odnośnie do ugięcia strugi. Wartości składowej wektora uśrednionej prędkości były natomiast zawyżone. Rezultaty obliczeń programem Vortex zostały obarczone jeszcze większym błędem w tym zakresie. Źródeł tych rozbieżności dopatrywano się m.in. w sygnalizowanej wcześniej niepoprawności odwzorowania obrazu przepływu. Natomiast obliczenia dwuwymiarowe programem Flovent 3.2 dawały dobrą zgodność wartości składowych wzdłużnych wektora uśrednionej prędkości z pomiarami, zupełnie nieprawidłowo odwzorowywały jednak ugięcie strugi nawiewanej w kierunku sufitu.

6.1.2. Pomieszczenie wentylowane ze strugą nawiewaną z kratki nawiewnej

Kolejnym testowanym przypadkiem był przepływ powietrza w pomieszczeniu z izotermiczną, osiowosymetryczną strugą nawiewaną z pojedynczej kwadratowej kratki (obiekt 2 *wersja 1* przedstawiony na rys. 5.3.1b). Obliczenia przeprowadzono za pomocą programów komputerowych:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k-ε, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45×40=90000 węzłów,
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji k-e, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45×40=90000 węzłów,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 60×70×60=252000 węzłów.

W pomieszczeniu takim tworzy się typowy, znany z podstawowej literatury przedmiotu obraz przepływu (ASHRAE Handbook 2001), którego znajomość wykorzystano przy weryfikacji.

Wyniki obliczeń pokazano na rys. 6.1.3 w postaci map składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w płaszczyźnie poziomej przechodzącej przez środek nawiewnika. Obserwując na nich prognozowany programem Vortex (a) jak i Flovent 3.2 (b) obraz przepływu zauważono, że występowało nieuzasadnione fizycznie ugięcie strugi nawiewanej w płaszczyźnie poziomej w kierunku jednej ze ścian. Podjęto próby znalezienia źródła tego błędu i jego wyeliminowania. Przeprowadzono szereg obliczeń obydwoma programami i w ich wyniku nie stwierdzono wpływu następujących czynników na urealnienie obrazu strugi (Lipska 2001), (Lipska 2003):

- zagęszczenia siatki dyskretyzacji (w zakresie od 17000 do 315000 węzłów), wprowadzenie siatki równomiernej,
- zastosowanego modelu turbulencji (standardowy k- ε , standardowy k- ε zrewidowany, zrewidowany model algebraiczny, model algebraiczny LVEL),
- zmniejszenia wartości granicznego błędu iteracji,
- usytuowania otworu nawiewnego na innych ścianach pomieszczenia.

Zaobserwowano natomiast, że w przypadku pomieszczenia o większej szerokości, ale dopiero wtedy, gdy wymiar ten zbliżony był do jego długości, struga była w znacznym stopniu wyprostowana (rys. 6.1.3c). W badaniach programem Flovent wykorzystano również,

60



61

Comparison of the profiles of the axial mean velocity vector component along the height of the model room with plane jet in axes Rys.6.1.2. Porównanie rozkładów składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości na wysokości pomieszczenia modelowego ze strugą płaską, w osiach w wybranych odległościach od nawiewnika, zmierzonych i obliczonych różnymi programami CFD Fig.6.1.2.

and predicted with various CFD codes

the slot, measured

at selected distances

nie występującą w programie Vortex, możliwość lokalizacji otworu nawiewnego na przewodzie w pewnej odległości od ściany. Taka zmiana położenia miała na celu wyeliminowanie ewentualnego oddziaływania funkcji przyściennych na obliczone parametry powietrza w strudze. Okazało się, że spowodowało to wyprostowanie strugi (rys. 6.1.3d). Jednocześnie zauważono, że zbieżność procesu iteracji i jakość odwzorowania przepływu powietrza silnie zależały w tym przypadku od długości przewodu, na którym usytuowano nawiewnik. Wymiar ten powinien był być co najmniej rzędu odległości od ściany zapewniającej, w zastosowanej w obliczeniach metodzie standardowych funkcji przyściennych, wyjście pierwszego węzła siatki poza laminarną podwarstwę przyścienną. Wynikło stąd podejrzenie, że przyczyna nierealnego fizycznie ugięcia może tkwić w sposobie zadawania warunków brzegowych przy ścianie w sąsiedztwie otworu nawiewnego.

Autor programu Vortex nie potrafił udzielić wyjaśnienia co do przyczyny błędu w wynikach modelowania strugi. Natomiast w rezultatach obliczeń skorygowaną wersją 4.2 programu Flovent, różniącą się od wersji 3.2 przede wszystkim sposobem powiązania modelu turbulencji z przyściennymi warunkami brzegowymi (rozdział 6.4), błąd ten już nie wystąpił. Struga uległa wyprostowaniu, co pokazano na rys. 6.1.3 e.

6.1.3. Pomieszczenie wentylowane z trzema strugami nawiewanymi z kratek

Sprawdzono, czy nieprawidłowe odwzorowanie pojedynczej strugi nawiewanej nie było też przyczyną błędów, zaobserwowanych w przypadku badań obiektu 3 w *wersji I* (rys. 5.3.1c), w którym nawiewane były z trzech kratek izotermiczne strugi trójwymiarowe, wzajemnie na siebie oddziałujące. Obliczenia numeryczne przeprowadzone zostały programami:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45×40=90000 węzłów,
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45×40=90000 węzłów,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ε, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 60×60=216000 węzłów.

Techniką zastosowaną w tym przypadku do weryfikacji wyników obliczeń prędkości było porównanie z eksperymentem (Mierzwiński i in. 1998). Nie było jednak możliwości bezpośredniego porównania wyników pomiarów i obliczeń, gdyż dysponowano rezultatami pomiarów uśrednionej szybkości, wykonanych za pomocą termoanemometru sferycznego. Zgodnie z metodą 1 opisaną w rozdziale 5.2 porównano więc pierwiastki z wartości średniokwadratowych szybkości, które mogły być wyznaczone zarówno na podstawie wyników obliczeń składowych wektora uśrednionej prędkości oraz energii kinetycznej turbulencji ze wzoru (5.2.3), jak i z pomiarów uśrednionej szybkości oraz wariancji fluktuacji szybkości ze wzoru (5.2.4).

Obserwacją objęto pionowy przekrój wzdłużny pomieszczenia przechodzący przez środek środkowego otworu nawiewnego, dla którego mapy porównywanego parametru, unormowanego przez prędkość nawiewania powietrza V_{N} , przedstawiono na rys. 6.1.4. Jako umowny zasięg strugi potraktowano izotachę 6%. W przypadku obliczeń programem Vortex struga była zwężona i wydłużona (b), a w przypadku programu Flovent 3.2 skrócona i spęczniona (c) w porównaniu ze strugą narysowaną na podstawie wyników pomiarów (a).

Przed korektą nieuzasadnionego fizycznie ugięcia strugi:



Fig.6.1.3. Maps of the axial mean velocity vector component in the horizontal plane Y = 3 m of the model room with the inlet grid, obtained from CFD calculations

To skrócenie zasięgu strugi modelowanej programem Flovent 3.2 mogło być spowodowane nieuzasadnionym fizycznie ugięciem strugi w poziomie. Dlatego też zbadano obraz trzech strug w płaszczyźnie poziomej przechodzącej przez środek wysokości nawiewników (rys. 6.1.5). Rzeczywiście, wystąpiło ugięcie wszystkich trzech strug w kierunku jednej ze ścian (a – wersja I). Aby wyeliminować ewentualny wpływ asymetrii pomieszczenia modelowego na wyniki obliczeń, powtórzono je przy symetrycznej lokalizacji otworów wentylacyjnych (a - wersja II). Ugięcie to zmniejszyło się w bardzo niewielkim stopniu.

Korzystając z doświadczeń przy modelowaniu pojedynczej strugi w pomieszczeniu, przeprowadzono obliczenia dla otworów nawiewnych umieszczonych na przewodach o długości 17,5 cm, co miało spowodować ograniczenie wpływu przyściennych warunków brzegowych na obraz przepływu. Stwierdzono, że ugięcie strug znacznie zmniejszyło się w przypadku rzeczywistym, niesymetrycznym (b – wersja I) i znikło w przypadku symetrycznym (b – wersja II). Skutkiem tego była wyraźna poprawa dokładności zamodelowania strugi w porównaniu z eksperymentem, widoczna na przekroju pionowym na rys.6.1.4d.

Badania trzech strug nawiewanych z nawiewników zlokalizowanych na ścianie powtórzono programem Flovent 4.2. (rys. 6.1.5c). Rezultaty uzyskane zarówno dla przypadku rzeczywistego, niesymetrycznego jak i symetrycznego były bardzo zbliżone do otrzymanych dla Flovent 3.2 po korekcie.

Przeprowadzona korekta obliczeń potwierdziła zatem przypuszczenie, że zaobserwowana nieprawidłowość obrazu była kumulacją błędu występującego dla pojedynczej strugi i związanego ze sposobem powiązania modelu turbulencji z funkcją przyścienną.

6.1.4. Przestrzeń ograniczona z grzaną przegrodą bez wymiany powietrza

Najprostszym modelowanym numerycznie przypadkiem przepływu nieizotermicznego był przepływ w ograniczonej przestrzeni z grzaną przegrodą bez wentylacji (obiekt 4 na rys. 5.3.1d). W obiektach tego typu w wyniku konwekcji w pobliżu przegrody o temperaturze wyższej od otoczenia kształtuje się charakterystyczny, znany ze źródeł literaturowych, przepływ powietrza i rozkład temperatury (Nielsen 1976). Sprawdzono, w jaki sposób zjawiska zachodzące w tej przestrzeni zostały odwzorowane za pomocą programu Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 26×26×26=17576 węzłami. W modelu przepływu ciepła uwzględniono jedynie konwekcję, jako mechanizm najistotniejszy dla przebiegu zjawiska, a nie brano pod uwagę promieniowania cieplnego pomiędzy przegrodami. Na rysunku 6.1.6 przedstawiono obliczone numerycznie obrazy wektorowe uśrednionej prędkości na tle izotach i rozkłady izoterm z wypełnieniem w środkowym przekroju pionowym przestrzeni w przypadku, gdy grzaną przegrodą była ściana boczna (a), podłoga (b) lub sufit (c). Zakresy skal prędkości i temperatury na tych wykresach dobrano w sposób zróżnicowany tak, aby jak najdokładniej pokazać rozkłady tych parametrów w każdym badanym wariancie.

Podwyższenie temperatury prawej ściany bocznej o 5 K (a) spowodowało ukształtowanie się w przestrzeni pionowej cyrkulacji powietrza, które wskutek tego wznosiło się ku sufitowi przy tej właśnie ścianie i opadało przy ścianie do niej przeciwległej. W strefie środkowej przestrzeni panował bezruch. Uśrednione prędkości w pomieszczeniu były niewielkie i nie przekraczały 0,1 m/s. Natomiast rozkład temperatury cechował się wyraźnym gradientem pionowym z maksimum w pobliżu sufitu, a temperatury wewnątrz modelowanej przestrzeni nie osiągały 22°C. Prognozowane rozkłady odpowiadały danym na ten temat podanym przez Nielsena (1976).



- Rys.6.1.4. Mapy pierwiastka wartości średniokwadratowej szybkości unormowanego przez prędkość nawiewania w środkowym pionowym przekroju wzdłużnym Z = 2,74 m modelu sali gimnastycznej, na podstawie pomiarów i obliczeń numerycznych
- Fig.6.1.4. Maps of the mean square values root of the speed in the middle vertical plane Z = 2,74 m of the model of the gymnastic hall obtained from the measurements and from CFD calculations

a) FLOVENT 3.2 nawiewnik na ścianie





Speed (m/s)

2.4

1.8

1.2

0.6

< 0

%WN

50

40

30

20

10

b) FLOVENT 3.2 nawiewnik na przewodzie o długości 17,5 cm



c) FLOVENT 4.2 nawiewnik na ścianie





- Wersja I rzeczywista
- Wersja II symetryczna
- Rys.6.1.5. Mapy uśrednionej prędkości w płaszczyźnie poziomej Y = 1,81 m, w modelu fizykalnym sali gimnastycznej na podstawie obliczeń numerycznych
- Fig.6.1.5. Maps of the mean velocity in the horizontal plane Y = 1,81 m of the physical model of the gymnastic hall obtained from CFD calculations



- Rys.6.1.6. Obliczone wektorowe obrazy uśrednionej prędkości z izotachami (strona lewa) i rozkłady izoterm (strona prawa) w środkowym przekroju pionowym X = 0,5 m przestrzeni bez wentylacji dla różnej lokalizacji grzanej powierzchni
- Fig.6.1.6. Calculated mean velocity vector patterns with isovels (the left side) and maps of temperature (the right side) in the middle vertical section X = 0.5 m of the cavity for various localizations of the heated wall

Podgrzanie podłogi o 5 K (b) spowodowało również wytworzenie pionowej cyrkulacji prawostronnej powietrza, z centrum w górnej części przestrzeni, najwyższymi uśrednionymi prędkościami około 0,12 m/s, występującymi pod sufitem i niewielką strefą martwa powyżej środka. Temperatury wewnątrz dochodziły tylko do 21,5°C, najwyższe wartości występowały nad podłogą, a także pod sufitem.

Przy podwyższeniu temperatury sufitu o 5 K (c) wystapiły najmniejsze z trzech badanych wariantów przestrzeni uśrednione prędkości powietrza. Ponieważ maksymalne ich wartości nieco przekraczały 0,012 m/s, można powiedzieć, że w przestrzeni panował bezruch. Najwyższe temperatury, przekraczające nawet 23°C, ustaliły sie bezpośrednio pod sufitem, natomiast dolna część obiektu faktycznie nie była ogrzana.

6.1.5. Przestrzeń ograniczona z grzanym sufitem z wymianą powietrza

Kolejnym testowanym prostym przypadkiem przepływu był turbulentny przepływ powietrza nawiewanego w połączeniu z konwekcyjnym przepływem ciepła w ograniczonej sześciennej przestrzeni wentylowanej z podgrzewanym sufitem (obiekt 5 na rys. 5.3.1e). Dla pomieszczenia takiego dysponowano wynikami obliczeń numerycznych Ideriaha, przeprowadzonych za pomocą typowej, prostej procedury numerycznej w warunkach dwuwymiarowych, bazującej na modelu turbulencji k- ε i uwzględniającej efekt wyporu cieplnego dla pionowej składowej wektora uśrednionej prędkości oraz dla k i E sprawdzonymi eksperymentalnie przez Awbiego (2003).

Obliczenia za pomocą programu Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-& trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 26×26 = 17576 węzłami, przeprowadzono dla różnych wartości liczby Reynoldsa, wyznaczonej jako:

$$\operatorname{Re} = \frac{V_N}{v} \cdot L \tag{6.1.1}$$

i liczby Archimedesa:

$$Ar = \frac{g\beta\Delta T}{V_N^2},\tag{6.1.2}$$

gdzie ΔT była różnicą temperatury pomiędzy grzanym sufitem a powietrzem nawiewanym.

Wyniki obliczeń porównano z uzyskanymi przez Ideriaha w postaci wektorowych obrazów przepływu powietrza na rys. 6.1.7 i izotermami bezwymiarowych różnic temperatury $T = (T - T_N)/\Delta T$ na rys. 6.1.8. Zaobserwowano podobieństwo w charakterze przepływu, a występujące rozbieżności, zwłaszcza odnośnie do położenia centrum wiru dla $Re = 10^4$ przy Ar = 0.37 i poziomu wartości różnic T^{*} dla $Re = 2.10^5$ przy Ar = 0.004, trudno rozsadzić na korzyść jednych czy drugich rezultatów obliczeń.

Natomiast porównanie wyników obliczeń składowych pionowej i wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości z eksperymentem pokazane na rys. 6.1.9 wskazywało na dobra zgodność. Większe różnice występowały jedynie przy liczbie Ar = 0 dla \overline{V}_{y} w warstwie przyściennej przegrody przeciwległej nawiewnikowi i dla \overline{V}_x w okolicy podłogi i sufitu.



69

65 a)

means of :






- Rys.6.1.9. Porównanie rozkładów składowych wektora uśrednionej prędkości unormowanych przez prędkość nawiewania w osiach przestrzeni ograniczonej wentylowanej dla różnych wartości liczb *Re* i *Ar*, zmierzonych (Awbi 2003) i obliczonych programem Flovent 4.2: a) składowa poprzeczna wzdłuż wysokości, b) składowa pionowa wzdłuż szerokości
- Fig.6.1.9. Comparison of the profiles of mean velocity vector components normalized by supply air velocity in the axes of the ventilated cavity for various values of the *Re* and *Ar* numbers, measured and predicted with CFD code Flovent 4.2:
 a) horizontal component along the height,
 b) vertical component along the width

6.1.6. Pomieszczenie ze źródłem ciepła i nawiewnikami quasi-laminarnymi

W testowanym pomieszczeniu modelowym ze źródłem ciepła i nawiewnikami quasilaminarnymi (obiekt 6 na rys. 5.3.1f) o obrazie przepływu powietrza decydowały przede wszystkim: struga konwekcyjna nad źródłem ciepła i dwie quasi-laminarne strugi nawiewane. Głównymi mechanizmami przekazywania ciepła była konwekcja nad źródłem ciepła i przy ścianach oraz promieniowanie cieplne pomiędzy źródłem ciepła i otaczającymi go ścianami. Zjawiska te starano się zasymulować za pomocą programów komputerowych:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k- ε , trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji $z 50 \times 45 \times 40 = 90000$ wezłów.
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×50×50 = 125000 węzłów,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ɛ, trójwymiarowo dla siatek dyskretyzacji opisanych w dalszej części podrozdziału.

W obliczeniach uwzględniano warunki brzegowe pochodzące z eksperymentu fizycznego przeprowadzonego w pomieszczeniu modelowym (rys. 6.1.10) przez Trzeciakiewicza i in. (1999a): temperatury ścian otaczających, parametry źródła ciepła, parametry powietrza nawiewanego (Lipska 2006b). Do weryfikacji natomiast wykorzystano wyniki pomiarów rozkładów w strudze konwekcyjnej i w jej otoczeniu: uśrednionej szybkości za pomocą termoanemometru sferycznego oraz temperatury za pomocą termopar, a także rozkładów stężenia zanieczyszczenia gazowego w otoczeniu strugi. Pomiary te zostały wykonane na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła w płaszczyznach i osiach pokazanych na rys. 6.1.10.



- Rys.6.1.10. Rzut pomieszczenia modelowego (obiekt 6 rys. 5.3.1e) z rozmieszczeniem punktów pomiarowych (Trzeciakiewicz i in. 1999a)
- Fig.6.1.10. Horizontal view of the model room (object 6 Fig. 5.3.1e) with the localization of test points (Trzeciakiewicz et al. 1999a)

Mapy izoterm w płaszczyźnie pionowej przechodzącej przez środek źródła ciepła, utworzone na podstawie obliczeń numerycznych, pokazano dla różnych wariantów obliczeniowych na rys. 6.1.11, gdy częstotliwość wymiany powietrza w pomieszczeniu wynosiła $n = 1h^{-1}$. Na wykresach tych zaobserwowano występowanie strugi konwekcyjnej z silną stratyfikacją w otoczeniu. Warianty obliczeniowe różniły się między sobą:

- zastosowanym modelem turbulencji (Flovent 3.2 i Flovent 4.2 wariant 1),
- proporcjami wymiarów zastosowanej siatki dyskretyzacji (Flovent 4.2 warianty 1 i 2),
- uwzględnieniem lub nie promieniowania cieplnego (Flovent 4.2 warianty 2 i 3),
- sposobem zadawania termicznych warunków na ścianach (Flovent 4.2 warianty 2 i 4),
- zadanymi parametrami źródła ciepła (Flovent 4.2 warianty 2 i 5),
- zageszczeniem siatki dyskretyzacji (Flovent 4.2 warianty 2 i 6).

Efektem tych różnych założeń obliczeniowych było wyraźne zróżnicowanie poziomu temperatury powietrza w strudze i w jej otoczeniu. Dlatego też, aby przekonać się o tym, który z wariantów dał rozwiązanie obarczone najmniejszym błędem, dokonano porównań zmierzonych i obliczonych profili nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej w jednej z płaszczyzn pomiarowych, pokazanych na rys. 6.1.10. Przedstawiono to na wybranych wysokościach nad poziomem źródła ciepła na rys. 6.1.12, na podstawie którego, łącznie z rys. 6.1.11, wyprowadzono podane w dalszym ciągu podrozdziału spostrzeżenia.

Przy obliczeniach programem Vortex (Lipska i in. 2001) posłużono się metodą opisaną przez Lipską i in. (2000) i zadano zamiast całkowitej mocy źródła oszacowaną wartość ciepła oddawanego przez źródło przez konwekcje. Doprowadziło to do obniżenia, pierwotnie znacznie większej, wartości nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej. Otrzymane w ten sposób wyniki prognoz były dla obliczeń tym programem najbardziej zbliżone do rezultatów pomiarów. Był to jednak sposób postępowania nie w zupełności satysfakcjonujący, gdyż nie pozwalał na pełne uwzględnienie zjawisk, decydujących o przepływie ciepła w pomieszczeniu.

Zmiana modelu turbulencji, wprowadzona w wersji 4.2 programu Flovent, w porównaniu z wersją 3.2 nie wpłyneła na poziom nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej, które były zaniżone w stosunku do wartości zmierzonych około 2÷3krotnie, jedynie znikło nieuzasadnione fizycznie ugięcie strugi w stronę jednej ze ścian bocznych oraz poprawiła się zbieżność rozwiązania numerycznego.

Wprowadzenie równomiernej siatki dyskretyzacji spowodowało znaczne zwiększenie obliczonych nadwyżek temperatury w porównaniu z siatką nierównomierną. Wartości prognozowane około pieciokrotnie przekroczyły wartości zmierzone.

Nieuwzględnienie w obliczeniach promieniowania cieplnego między źródłem a ścianami nie wpłyneło istotnie na zmniejszenie wartości nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej w porównaniu z przypadkiem, w którym zjawisko to uwzględniono.

Zmiana sposobu zadawania cieplnych warunków brzegowych na ścianach i zastąpienie danych eksperymentalnych temperatura wyznaczoną przez program z uwzględnieniem zjawiska przewodzenia ciepła przez te ściany powodowała zmniejszenie stratyfikacji termicznej w górnej części pomieszczenia, połączone z jednoczesnym podwyższeniem temperatury otoczenia strugi. Skutkowało to widocznym na wspomnianych wcześniej rysunkach obniżeniem wartości nadwyżek temperatury w strudze.

Zadanie całkowitej mocy źródła ciepła, zamiast temperatury powierzchni tego źródła, spowodowało obniżenie wartości nadwyżek temperatury w strudze poniżej wartości zmierzonych. Sugerowało to, że być może wzięta do obliczeń numerycznych temperatura powierzchni płytki grzejnej, zmierzona punktowo termoparą przylgową, była zawyżona i nie



FLOVENT 3.2 konwekcja + promieniowanie, zadano temperaturę źródła ciepła $\vartheta_{zr} = 423^{\circ}$ C, temperatury ścian z pomiarów, Siatka dyskretyzacji 50×50×50, Rozwiązanie rozbieżne oscylujące

FLOVENT 4.2 wariant 1 konwekcja + promieniowanie, zadano temperaturę źródła ciepła $\vartheta_{zr} = 423^{\circ}$ C, temperatury ścian z pomiarów, siatka dyskretyzacji 50×50×50 (jak dla Flovent 3.2), rozwiązanie zbieżne

FLOVENT 4.2 wariant 2 konwekcja + promieniowanie, zadano temperaturę źródła ciepła ϑ_{\pm} = 423°C, temperatury ścian z pomiarów, siatka dyskretyzacji 42×52×40 (spełniająca reguły wg rozdz. 6.3.3), rozwiązanie zbieżne

FLOVENT 4.2 wariant 3 konwekcja (bez promieniowania), zadano temperaturę źródła ciepła ϑ_{2t} = 423°C, temperatury ścian z pomiarów, siatka dyskretyzacji 42×52×40 (spełniająca reguly wg rozdz 6.3.2

(spełniająca reguły wg rozdz. 6.3.3), rozwiązanie zbieżne 27.75

38.5

Temperature (deg C)

> 60

49.25

< 17



FLOVENT 4.2 Wariant 5 konwekcja + promieniowanie, zadano moc źródła ciepła $Q_{inst} = 600$ W, temperatury ścian z pomiarów, siatka dyskretyzacji 42×52×40 (spełniająca reguły wg rozdz. 6.3.3), rozwiazanie zbieżne

FLOVENT 4.2 Wariant 6 zadano temperaturę źródła ciepła $\vartheta_{zr} = 423$ °C, temperatury ścian z pomiarów, siatka dyskretyzacji zagęszczona nad źródłem 35×154×35, rozwiązanie zbieżne



Rys.6.1.11. Mapy temperatury w płaszczyźnie pionowej X = 1,5 m pomieszczenia modelowego ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej dla różnych wariantów modelowania numerycznego programem Flovent przy częstotliwości wymiany powietrza $n = 1h^{-1}$

Fig.6.1.11. Maps of temperature in vertical plane X = 1,5 m of the model room with the heat source in displacement ventilation for various variants of numerical prediction with CFD code Flovent for the air change rate $n = 1h^{-1}$



Rys.6.1.12. Kontrola eksperymentalna profili nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła w płaszczyźnie pomiarowej 2 (wg rys. 6.1.10) pomieszczenia modelowego, obliczonych dla różnych wariantów modelowania numerycznego (opisanych na rys. 6.1.11) przy $n = 1h^{-1}$

Fig.6.1.12. Experimental control of temperature excess profiles in buoyant plume on selected elevations above the heat source in test plane 2 (according to Fig. 6.1.10) of the model room obtained from various variants of numerical simulations (described in Fig. 6.1.11) at $n = 1h^{-1}$

reprezentowała wartości średniej dla całego źródła. Wobec braku możliwości powtórzenia tego pomiaru dokładniejszą metodą termowizyjną nie można się było przekonać o tym z całą pewnością. Natomiast podejmowane próby obliczeń numerycznych, przeprowadzane dla niższych temperatur źródła, wskazywały na konieczność bardzo dużego, nierealnego jej obniżenia w celu uzyskania wyników rozkładów temperatury w strudze zbliżonych do zmierzonych. Można zatem sądzić, że zawyżona temperatura powierzchni płytki grzejnej nie była jedyną i najistotniejszą przyczyną rozbieżności pomiądzy wynikami obliczeń i pomiarów.

Wyraźną poprawę wyników obliczeń i zbliżenie nadwyżek temperatury do wartości zmierzonych udało się uzyskać przez zmianę zagęszczenia siatki dyskretyzacji w kierunku pionowym. Najistotniejsze było w tym przypadku zmniejszenie wymiaru oczka siatki Δy bezpośrednio nad źródłem ciepła. Dalsze doskonalenie efektów obliczeń, idące w tym właśnie kierunku, zaprezentowane zostało w podrozdziale 6.3.2, traktującym o wpływie zagęszczenia siatki dyskretyzacji w pobliżu obiektów wewnętrznych na uzyskane wyniki.

6.2. Badanie samomodelowania przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym

Jedną z cech rzeczywistych turbulentnych przepływów powietrza, które powinny być odwzorowane w obliczeniach numerycznych, jest zdolność samomodelowania. Wyraża się ona zanikiem zależności przebiegania zjawiska od kryterium określającego proces. W zakresie modelowania warunków wentylacji z właściwości tej korzysta się w odniesieniu do kryterium Reynoldsa i kryterium Grashoffa (Mierzwiński i Majerski 1974). Zachodzenie samomodelowania zaobserwowano analizując rezultaty badań eksperymentalnych przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Wyniki pomiarów przeprowadzonych w warunkach izotermicznych przez Mierzwińskiego i in. (1998) w modelach fizykalnych takich obiektów, w różnych skalach, wykazały, że występowało podobieństwo rozkładu uśrednionej prędkości i jego niezależność od liczby Re. Podobieństwo to dotyczyło zarówno strugi nawiewanej, jak i obszaru przepływów wtórnych. Przy dostatecznie dużych wartościach liczb Re, powyżej 8000-10000, podobieństwo to można było określić jako dobre.

Celem badań zrelacjonowanych w tym podrozdziale było sprawdzenie zachodzenia samomodelowania przy modelowaniu numerycznym CFD przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym. Zastosowaną techniką badawczą było porównywanie obrazów przepływu utworzonych na podstawie obliczeń przy różnych wartościach liczb Re, odpowiadających różnym prędkościom nawiewania (Lipska 1999a).

Prezentowane obliczenia dotyczyły pomieszczenia z kratką nawiewną (obiekt 2 wersja II na rys.5.3.1b) przy prędkości nawiewania V_N od 0,4 m/s do 5,2 m/s, co odpowiadało liczbom Re od 3187 do 41514. Wykonane zostały za pomocą programu Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL *k-ɛ*, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z $60 \times 60 \times 70 = 252000$ węzłów. Ich wyniki w postaci map uśrednionej prędkości unormowanej przez prędkość nawiewania pokazano na rys.6.2.1. Zmiana tej prędkości nie spowodowała wystąpienia znaczących różnic w uzyskanych obrazach przepływu w strudze nawiewanej, zwłaszcza dla wyższych wartości liczb Reynoldsa. Niewielkie różnice w otrzymanych rozkładach unormowanych wartości uśrednionych prędkości wystąpiły w strefie przepływów wtórnych, przy podłodze i przy ścianach, co mogło być związane ze sposobem zadawania warunków brzegowych w tych rejonach.





Rys.6.2.1. Mapy uśrednionej prędkości, znormalizowanej przez prędkość nawiewania, w płaszczyźnie pionowej wzdłużnej Z = 3 m pomieszczenia z kratką nawiewną, przy różnych prędkościach nawiewania powietrza, na podstawie obliczeń programem Flovent 4.2

Fig.6.2.1. Maps of the mean velocity normalized by supply air velocity in the vertical longitudinal plane Z = 3 m of the room with inlet for various supply air velocities, obtained from calculations with CFD code Flovent 4.2

Stwierdzono zatem, że w badanym zakresie predkości nawiewania zachodziło samomodelowanie przepływu powietrza przy modelowaniu numerycznym przepływu powietrza w całym pomieszczeniu wentylowanym w warunkach izotermicznych. Wniosek ten pozwolił w wielu przypadkach późniejszych badań na ograniczenie obliczeń numerycznych do jednej predkości nawiewania powietrza.

6.3. Badanie wpływu doboru siatki dyskretyzacji na przebieg i wyniki obliczeń numerycznych

Ponieważ do rozwiazania modelu przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym, bazującego na technice CFD, stosowane są metody numeryczne, obliczone wartości parametrów powietrza otrzymuje się w wezłach siatek dyskretyzacji. Doświadczenie wskazuje na to, ze dobór takiej siatki może mieć znaczący wpływ na przebieg i rezultaty obliczeń numerycznych. Dlatego też weryfikacja programu komputerowego CFD przez użytkownika musiała objąć także ocene wpływu tego czynnika. Ze względu na możliwości testowanych programów komputerowych CFD Vortex i Flovent obliczenia w ramach niniejszej pracy prowadzone były tylko i wyłącznie dla ortogonalnych, kartezjańskich siatek dyskretyzacji, co sprowadzało dobór siatki do określenia liczby i wymiarów jej oczek.

Celem badań było sprawdzenie wpływu zageszczenia i proporcji wymiarów siatki dyskretyzacji na prognozowany obraz przepływu oraz rozkład parametrów powietrza w pomieszczeniu wentylowanym. Dotyczyło to zarówno siatki w całym pomieszczeniu, jak i w obiektach wewnetrznych istotnych dla kształtowania przepływu oraz w ich bezpośrednim sasiedztwie, gdzie występował duży gradient parametrów powietrza.

6.3.1. Wpływ zageszczenia siatki dyskretyzacji w calym modelowanym pomieszczeniu

Wraz ze wzrostem liczby wezłów siatki dyskretyzacji przewidzianej w modelowanej przestrzeni może ulegać zmianie rozwiązanie modelu. Jednak gdy liczba tych wezłów jest odpowiednio duża, rozwiązanie staje się w ogóle niezależne od siatki. Przyjęcie tak gęstej siatki byłoby z punktu widzenia wyników obliczeń stanem idealnym. Jak wyjaśniono w podrozdziale 3.1.2, ze względu na ograniczenia techniki komputerowej osiągniecie go nie zawsze jest możliwe, zwłaszcza dla przypadków przepływów trójwymiarowych. Zawsze możliwe jest jednak takie skonstruowanie siatki, aby dalsze zwiększanie liczby wezłów wywierało już tylko niewielki wpływ na wyniki obliczeń, a jednocześnie potrzebny do ich wykonania czas mieścił się w rozsądnych granicach.

Odpowiedni dobór zageszczenia siatki był istotnym krokiem przy weryfikacji programu CFD, przeprowadzonej przez użytkownika. Badania takie, wykonywane dla wszystkich sprawdzanych programów CFD, pokazano na przykładzie obliczeń programem Flovent 3.2, ze zrewidowanym modelem turbulencji k- ε , przeprowadzonych dla pomieszczenia z kratką nawiewną (obiekt 2 w wersji II na rys. 5.3.1b) przy predkości nawiewania $V_N = 5.2$ m/s. W tabeli 6.3.1 dla przebadanych wariantów przy różnych zagęszczeniach siatek dyskretyzacji przedstawiono wpływ liczby węzłów na liczbe kroków iteracji, potrzebnych do uzyskanja zbieżnego rozwiązania oraz czas obliczeń. Analizując skrajne siatki dyskretyzacji: najrzadszą i najgęstszą, zauważono, że prawie 18-krotny przyrost liczby węzłów spowodował aż 33,5-krotny przyrost czasu obliczeń, natomiast liczba wymaganych kroków iteracji uległa niewielkiemu zwiększeniu.

Tabela 6.3.1

Nr wariantu	Liczba węzłów siatki dyskretyzacji w pomieszczeniu	Przyrost liczby węzłów (w odniesieniu do wariantu 1)	Liczba wymaganych iteracji	Czas trwania obliczeń min	Przyrost czasu obliczeń (w odniesieniu do wariantu 1)
1	$31 \times 26 \times 22 = 17732$	1	2 049	12	1
2	35×33×29 = 33495	x1,89	2 241	30	x2,50
3	45×42×35 = 66150	x3,73	2 172	62	x5,17
4	50×45×40 = 90000	x5,07	2 176	77	x6,42
5	75×70×60 = 315000	x17,76	2 806	402	x33,50

Wpływ zagęszczenia siatki dyskretyzacji na liczbę iteracji i czas trwania obliczeń

Sprawdzono, czy tak znaczne wydłużenie czasu obliczeń, towarzyszące zwiększeniu liczby węzłów, wywarło równie duży wpływ na uzyskane wyniki. Efekty badań pokazano na rys. 6.3.1 na przykładzie map uśrednionej prędkości, unormowanej przez prędkość nawiewania, w płaszczyźnie pionowej wzdłużnej przechodzącej przez środek nawiewnika. Stwierdzono, że zmiana zagęszczenia siatki dyskretyzacji w badanym zakresie nie miała znaczącego wpływu na obraz strugi nawiewanej, jej zasięg, szerokość i ugięcie w stronę sufitu. Zauważono natomiast, że pomiędzy siatkami z 17732 i 33495 oczkami wystąpiły różnice w przepływie wokół strugi nawiewanej, w pobliżu otworu wywiewnego i w rejonie największych wartości uśrednionych prędkości w strefie przebywania ludzi. Przy dalszym wzroście liczby oczek nieznaczne zmiany dotyczyły jedynie strefy przebywania ludzi dla izotach poniżej 4% prędkości znormalizowanej. Na podstawie obserwacji i oceny jakościowej można zatem stwierdzić, że w badanym przypadku siatka dyskretyzacji powyżej 33495 oczek weszła już w zakres zbieżności (patrz podrozdział 3.1.2).

6.3.2. Wpływ zagęszczenia siatki dyskretyzacji w obiektach wewnętrznych pomieszczenia i w ich bezpośrednim sąsiedztwie

Oprócz liczby węzłów w całym modelowanym obszarze na prognozowany obraz przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym wpływać może także sposób zadania siatki dyskretyzacji w obiektach wewnętrznych i w ich bezpośrednim sąsiedztwie. Dotyczy to zwłaszcza obiektów istotnych z punktu widzenia kształtowania przepływu, takich jak nawiewniki, czy źródła ciepła. Nawet pakiety komercyjne zawierające podstawowe opcje modelowania CFD dają w tym zakresie różne możliwości, począwszy od siatek nierównomiernych z silniejszym zagęszczeniem w okolicy takich obiektów, poprzez zadawanie dodatkowych węzłów wewnątrz nich, po siatki lokalnie złożone w obiekcie i jego otoczeniu. Opcje dotyczące siatek dostępne w wykorzystywanych w pracy programach CFD zostały opisane w podrozdziałe 5.1.

Wpływ zagęszczenia siatki dyskretyzacji w obiekcie wewnętrznym zbadano za pomocą programu Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k- ε na przykładzie kratki nawiewnej z obiektu 2 *w wersji II*, wewnątrz której zadawano różną liczbę węzłów, przy zachowaniu stałej prędkości nawiewania $V_N = 5,2$ m/s.



Fig.6.3.1. Maps of the mean velocity in the vertical longitudinal plane Z = 3 m, for various refinement of the discretization grid in the whole room, obtained from calculations with CFD code Flovent 4.2

Wyniki obliczeń w postaci rozkładu izotach uśrednionej prędkości przedstawiono na rys. 6.3.2 dla 3, 5 i 7 węzłów na wysokości otworu. Stwierdzono, że taka zmiana zagęszczenia siatki nie wywarła wpływu na kształt, zasięg, szerokość i ugięcie strugi. Pewne zmiany w obrazie przepływu zaobserwowano poniżej strugi w strefie przebywania ludzi, ale nie zmienił się zakres uśrednionych prędkości występujących w tym rejonie pomieszczenia, wartość i lokalizacja prędkości maksymalnej. Można zatem uznać, że liczba węzłów siatki dyskretyzacji w kratce nawiewnej nie miała istotnego wpływu na prognozowany obraz przepływu w pomieszczeniu wentylowanym. Biorą pod uwagę fakt, że zwiększenie zagęszczenia siatki w otworze nawiewnym pociągało za sobą konieczność zwiększenia liczby węzłów w całym modelowanym obszarze, wniosek ten może przyczynić się w dalszych obliczeniach do ograniczenia liczby oczek potrzebnych do uzyskania dokładnego rozwiązania. Należy jednak zauważyć, że dotyczy on jedynie nawiewników o prostej konstrukcji i nie odnosi się do elementów, dla których już odwzorowanie geometrii wymaga zastosowanie bardzo gęstej i złożonej siatki.

Wpływ wymiarów siatki dyskretyzacji w pobliżu obiektu wewnętrznego na rozkład parametrów powietrza w pomieszczeniu pokazano na przykładzie źródła ciepła. W trakcie poszukiwań przyczyny niedokładnego odwzorowania przez model numeryczny rozkładu nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej nad płytką grzejną (obiekt 6 na rys. 5.3.1f), przedstawionych dla obliczeń programem Flovent 4.2 w podrozdziale 6.1.6, zauważono, że rozkład ten był bardzo wrażliwy na pionowy wymiar oczek siatki dyskretyzacji, znajdujących się bezpośrednio nad źródłem ciepła. W związku z tym dla wybranej częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu modelowym sprawdzono, jak zmieniały się wartości temperatury powietrza w punktach monitorowania w osi strugi konwekcyjnej na różnych wysokościach nad źródłem ciepła, gdy w trakcie procesu iteracji zmniejszano ten wymiar w zakresie od Δy = 6,7 cm dla obliczeń wstępnych, przedstawionych w rozdziale 6.1.6, do $\Delta y = 1$ cm (rys. 6.3.3). Zmiane te uzyskano dzieki zastosowaniu siatki lokalnie złożonej. Zaobserwowano, że wraz ze zmniejszaniem wymiaru oczek malała zarówno wartość temperatury we wskazanych punktach, jak i różnica pomiędzy wartościami tego parametru w najniższej i najwyżej położonych punktach monitorowania. Potwierdzenie tego spostrzeżenia można było znaleźć na mapach temperatury, utworzonych na podstawie wyników obliczeń, a przedstawionych na rys. 6.3.4.

Na rysunku 6.3.5. porównano obliczone rozkłady nadwyżek temperatury z wynikami pomiarów w płaszczyźnie, w której te badania były wykonane (Trzeciakiewicz i in. 1999b) na wybranych wysokościach nad źródłem. Z analizy tych wykresów wynika, że w mniejszych odległościach od źródła wraz ze zmniejszeniem wymiaru Δy następowało obniżenie wartości nadwyżek temperatury i coraz lepsza ich zbieżność z wynikami pomiarów. Na wysokości 1m struga obliczona była jednak nieco szersza od zmierzonej. Natomiast w rejonie podsufitowym, czyli na większych wysokościach nad źródłem, obliczone nadwyżki temperatury dla małych wartości były już niższe od zmierzonych. Można zatem sądzić, że dalsze zmniejszanie wymiaru pionowego oczka siatki nad źródłem ciepła mogłoby spowodować również zaniżenie wartości nadwyżki na mniejszych wysokościach. Należy więc uznać, że istniała pewna wartość graniczna, zbliżona zapewne do przyjętej w obliczeniach najmniejszej wartości $\Delta y = 1$ cm, przy której dopasowanie wyników obliczeń do pomiarów byłoby najlepsze.



Rys.6.3.2. Mapy uśrednionej prędkości w pionowej płaszczyźnie wzdłużnej Z = 3 m, na podstawie obliczeń programem Flovent 4.2 przy różnym zagęszczeniu siatki dyskretyzacji w otworze nawiewnym

Fig.6.3.2. Maps of mean velocity in the vertical longitudinal plane Z = 3 m for various refinement of the discretization grid in inlet, obtained from calculation with CFD code Flovent 4.2



- Rys.6.3.3. Przebieg zmian wartości temperatury powietrza w punktach monitorowania na różnych wysokościach w osi strugi konwekcyjnej przy zmienianym w trakcie procesu iteracji wymiarze pionowym oczka siatki dyskretyzacji bezpośrednio nad źródłem ciepła w pomieszczeniu modelowym przy wentylacji wyporowej dla częstotliwości wymiany powietrza $n = 1h^{-1}$
- Fig.6.3.3. Air temperature profiles in the monitoring points on selected heights in the buoyant plume axis for the vertical dimension of discretization cell directly above the heat source in the model room in displacement ventilation changed in the iteration process, for air change rate $n = 1h^{-1}$



Rys.6.3.4. Mapy temperatury w płaszczyźnie pionowej X = 1,5 m w pomieszczeniu modelowym przy wentylacji wyporowej, utworzone na podstawie obliczeń programem Flovent 4.2 dla różnych wysokości oczek siatki położonych bezpośrednio nad źródłem ciepła



Fig.6.3.4. Maps of temperature in the vertical plane X = 1,5 m of the model room with heat source in displacement ventilation for various heights of cells situated directly above the heat source, obtained from calculations by means of CFD code Flovent 4.2



- Rys.6.3.5. Sprawdzenie eksperymentalne wpływu pionowego wymiaru oczka siatki Δy nad źródłem ciepła na poprawność obliczeń wartości nadwyżek temperatury w płaszczyźnie pomiarowej na wybranych wysokościach nad źródłem przy $n = 1h^{-1}$
- Fig.6.3.5. Experimental control of the influence of the vertical dimension of cell above the heat source on the correctness of temperature excess prediction in the test plane on selected elevations above the plate for $n = 1h^{-1}$

6.3.3. Wpływ dostosowania siatki dyskretyzacji do reguł Deneva

Oprócz liczby węzłów siatki dyskretyzacji i wymiarów tworzonych przez nie oczek w całym pomieszczeniu oraz w wybranych obiektach wewnętrznych wpływ na przebieg i wyniki rozwiązania numerycznego ma według Deneva (2003) również zachowanie odpowiednich wzajemnych proporcji wymiarów tych oczek, zebranych w postaci trzech reguł, przedstawionych w podrozdziale 3.1.2.

Ponieważ dostosowanie siatki dyskretyzacji do tych reguł wiąże się na ogół z koniecznością dość znacznego jej zagęszczenia, celem prezentowanych badań było sprawdzenie, jakie rzeczywiste korzyści dla jakości modelowania może to przynieść. Porównano przebieg i wyniki obliczeń programem Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k- ε dla dwóch wariantów obliczeniowych przepływu powietrza w pomieszczeniu z kratką nawiewną (obiekt 2 *wersja II* na rys. 5.3.1b). Różniły się one jedynie zastosowanymi siatkami dyskretyzacji, które pokazano na rys. 6.3.6. W pierwszym wariancie siatka (a) w dużej mierze nie spełniała reguł i była nierównomierna, W wariancie drugim po korekcie (b) reguły zachowane były ściśle i siatka stała się bardziej równomierna. Dane dotyczące siatek zestawiono w tab. 6.3.2. Kryteria oceny siatki nie spełniające reguł zaznaczono na szaro.

Zastosowana siatka dyskretyzacji miała wpływ na przebieg procesu iteracji przy rozwiązaniu numerycznym modelu, pokazany dla obu wariantów na rys. 6.3.7. Dostosowanie proporcji wymiarów oczek siatki do podanych reguł spowodowało zmniejszenie liczby iteracji potrzebnych do osiągnięcia zbieżnego rozwiązania z 3965 (a) do 2664 (b). Nie oznaczało to jednak przyspieszenia obliczeń, gdyż zwiększenie liczby węzłów spowodowało jednocześnie wydłużenie czasu obliczeń.



- Rys.6.3.6. Ortogonalne kartezjańskie siatki dyskretyzacji w płaszczyźnie pionowej Z = 1,5 m pomieszczenia wentylowanego z kratką nawiewną, zastosowane do obliczeń numerycznych przepływu powietrza za pomocą programu Flovent 4.2
- Fig.6.3.6. Orthogonal Cartesian discretization grid in the vertical plane Z = 1,5 m of the ventilated room with the inlet grid applied for the numeric calculations of airflow by means of CFD code Flovent 4.2



- Rys.6.3.7. Profil przebiegu procesu iteracji w obliczeniach programem Flovent 4.2 przed i po dostosowaniu siatki dyskretyzacji do reguł Deneva
- Fig.6.3.7. Iteration profiles in calculations by means of CFD code Flovent 4.2 before and after the adaptation of the discretization grid to Denev rules

Dans data statistica su	Tabela 6.3.2
Dane dotyczące statek dyskretyzacji przed i po dostosowaniu	do regul

Kryterium		Wariant1	Wariant 2
Liczba węzłów siatki		50x45x40=90000	60x60x70=252000
	Kierunek X:	<1,2 (> 1,2 ⁻¹)	<1,2 (> 1,2 ⁻¹)
$(\Delta x_{in}/\Delta x_{i(n+1)})_{max}$	Kierunek Y:	8,33 (0,13)	<1,2 (> 1,2 ⁻¹)
	Kierunek Z:	9,63 (0,097)	<1,2 (> 1,2 ')
	Kierunek X:	1,01	1
$\Delta x_{imax}/\Delta x_{imin}$	Kierunek Y:	8.33	1
	Kierunek Z:	10,83	1,16
$\max(\Delta x_n/\Delta y_n, \Delta x_n/\Delta z_n, \Delta y_n/\Delta z_n)$		15,56	2
Wygładzanie		Bez wygładzania	100%

Wpływ takiej korekty siatki na wyniki obliczeń, na przykładzie map uśrednionej prędkości, przedstawiony został na rys. 6.3.8. Zaobserwowana zmiana dotyczyła zwłaszcza strugi nawiewanej, w której w wariancie obliczeniowym z siatką spełniającą reguły (b) następował szybszy zanik prędkości, w związku z tym wzrosła jej szerokość. W mniejszej niż w wariancie (a) odległości od nawiewnika struga uginała się ku górze.



- Rys.6.3.8. Wpływ dostosowania siatki dyskretyzacji do reguł Deneva na mapę uśrednionej prędkości w przekroju pionowym wzdłużnym Z = 3 m pomieszczenia wentylowanego z kratką nawiewną, obliczone programem Flovent 4.2
- Fig.6.3.8. Influence of the adapted discretization grid to Denev rules on the maps of the mean velocity in the vertical longitudinal plane Z = 3 m in the ventilated room with the inlet grid, obtained from calculations by means of CFD code Flovent 4.2

6.4. Testowanie modeli turbulencji

Jednym z istotnych warunków decydujących o jakości prognozowania numerycznego przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym jest dobór odpowiedniego modelu turbulencji. Użytkownik programu komercyjnego ma najczęściej do wyboru kilka możliwości w tym zakresie. W przypadku programu bazującego na podstawowych opcjach modelowania CFD są to modele lepkości turbulentnej, najczęściej dwurównaniowy model k- ε w różnych wersjach oraz zerównaniowe, przede wszystkim algebraiczne. Gdy przystępuje się do pracy z programem komercyjnym CFD, bardzo ważne jest rozpoznanie i przetestowanie jego możliwości w tym zakresie, gdyż uzyskane za pomocą różnych modeli rozwiązania mogą się różnić pomiędzy sobą dość znacznie. Przykładem może tu być sytuacja zaobserwowana w rozdziale 6.1 przy testowaniu programu Flovent w wersji 3.2 i 4.2 dla pomieszczenia wentylowanego strugą nawiewaną z kratki (obiekt 2 wersja 1 na rys. 5.3.1b). W wynikach obliczeń starszą wersją programu z modelem turbulencji zrewidowanym wystąpiło nieuzasadnione fizycznie ugięcie strugi w płaszczyźnie poziomej (rys. 6.1.3b). Błąd ten nie wystąpił w wersji nowszej (rys. 6.1.3e), która z punktu widzenia tych obliczeń różniła się tym, że zastosowany uprzednio model turbulencji zastąpiono modelem LVEL k- ε .

Celem prac badawczych relacjonowanych w niniejszym podrozdziale było zbadanie wpływu zastosowanych modeli turbulencji na obraz przepływu powietrza. Testom poddano modele turbulencji dostępne w obu wersjach programu Flovent (podrozdział 5.1). Obliczenia zostały przeprowadzone dla pomieszczenia z kratką nawiewną (obiekt 2 w *wersji II* na rys. 5.3.1b)), to znaczy już po korekcie nieuzasadnionego fizycznie ugięcia strugi (rys. 6.1.3c), co było istotne dla poprawności obliczeń wersją 3.2 programu. W poszcze-gólnych wariantach obliczeniowych nie dokonywano zmian warunków brzegowych i stosowano taką samą siatkę dyskretyzacji z 90000 węzłów.

W dalszym ciągu przedstawiono charakterystykę testowanych modeli turbulencji i wyniki obliczeń przy ich zastosowaniu w postaci map prędkości uśrednionej w przekroju pionowym wzdłużnym przechodzącym przez środek kratki nawiewnej (rys. 6.4.1). Porównano te wyniki, co miało służyć ewentualnemu wyeliminowaniu tych, które powodują grube błędy obliczeń.

Flovent 3.2

W modelu algebraicznym zrewidowanym (*Revised algebraic*), zerorównaniowym, stałą w całym wnętrzu modelowanego obszaru wartość współczynnika v_t wyznacza się na podstawie molekularnego współczynnika lepkości v i mnożnika, którego wartość zwykle przyjmuje się równą 100, stąd :

$$00\nu$$
 (6.4.1)

Model jest zalecany do wstępnych obliczeń i projektów koncepcyjnych, zwłaszcza dla pomieszczeń wyposażonych w wiele obiektów wewnętrznych. Mapę uśrednionej prędkości, utworzoną przy jego wykorzystaniu, pokazano na rys. 6.4.1a.

 $v_r = 1$

W modelu algebraicznym LVEL (*length- velocity*) (*LVEL algebraic*), zerorównaniowym, oblicza się wartość współczynnika lepkości turbulentnej dla każdego oczka siatki dyskretyzacji wewnątrz obiektu na podstawie odległości od ściany i lokalnej wartości uśrednionej prędkości. Może być on zastosowany dla większości obiektów, a zwłaszcza dla pomieszczeń wyposażonych w elementy wewnętrzne, wytwarzające turbulencje. Wadą jego jest to, że może on generować daleko od powierzchni stałych sztuczną, wysoką lepkość turbulentną, szczególnie w dużych otwartych przestrzeniach. Wyniki obliczeń przeprowadzonych z jego wykorzystaniem przedstawiono na rys. 6.4.1b. Na podstawie jakościowego porównania zauważono, że otrzymany obraz przepływu nie różnił się znacznie od obliczonego modelem algebraicznym zrewidowanym zarówno jeśli chodzi o szerokość, zasięg i ugięcie strugi nawiewanej, jak i rozkład uśrednionej prędkości w strefie przebywania ludzi.

Model standardowy k- ε (k- ε standard) w powiązaniu ze standardowymi funkcjami przyściennymi zakłada, że pierwsze oczko przyścienne powinno znajdować się w podwarstwie burzliwej. Zalecany jest dla modelowania obiektów rzeczywistych, w końcowych fazach obliczeń, zwłaszcza dla pomieszczeń wyposażonych w niewielką ilość obiektów wewnętrznych. Obraz przepływu, otrzymany przy jego wykorzystaniu, przedstawiono na rys. 6.4.1 c. W porównaniu z modelami zeroparametrowymi zamodelowana struga była szersza, miała mniejszy zasięg i wcześniej uginała się w kierunku sufitu. Wartości uśrednionej prędkości u dołu strefy przebywania ludzi były natomiast mniejsze w znacznej części długości pomieszczenia.

Model k- ε zrewidowany (k- ε revised) różni się od standardowego sposobem wyznaczania granicy pomiędzy oczkami w warstwie przyściennej a oczkami wewnętrznymi. Poszukuje on takiej odległości przyściennej, która umożliwia ominięcie podwarstwy laminarnej i przejściowej, przyjmując dowolną, potrzebną w danym przypadku liczbę rzędów oczek przyściennych. Wyniki obliczeń przeprowadzonych z jego wykorzystaniem pokazano na rys.6.4.1d. Obraz strugi nawiewanej był bardzo zbliżony do uzyskanego przy zastosowaniu modelu standardowego. Zaobserwowano natomiast jeszcze dalsze obniżenie wartości uśrednionej prędkości w strefie przebywania ludzi.

Flovent 4.2

Model LVEL z nakładką (*Capped LVEL*), zerorównaniowy, bazuje na modelu algebraicznym LVEL. Różni się jednak od niego ograniczeniem narzuconym na wartość lepkości turbulentnej tak, aby nie dopuścić do jej nadmiernego wzrostu z dala od stałych powierzchni. Nie zalecano go do modelowania m.in. strug swobodnych, co znalazło potwierdzenie w wynikach obliczeń przeprowadzonych z jego wykorzystaniem, przedstawionych na rys. 6.4.1e. Otrzymany obraz strugi znacznie różnił od uzyskanych za pomocą pozostałych modeli, była ona bardzo wydłużona i wąska oraz zbyt słabo uginała się ku górze.

Model LVEL k- ε , bazujący na zrewidowanym modelu k- ε , różnił się od niego sposobem obliczania turbulencji w rejonie przyściennym, gdzie zastosowano model *Capped LVEL* w połączeniu, w bliżej niesprecyzowany przez autorów programu sposób, z modelem k- ε Zmiana taka pozwoliła na bardziej prawidłowe odwzorowanie turbulentnej zmienności w efektywnej lepkości spowodowanej przez naprężenia pochodzące od prędkości w strugach swobodnych. Ewidentnym efektem tej korekty okazało się wspomniane już usunięcie nieuzasadnionego ugięcia strugi, pokazane na rys. 6.1.3e. W ramach prowadzonych badań zauważono również, że zastosowanie tej poprawki spowodowało zmianę obrazu przepływu powietrza, widoczną na rys. 6.4.1f. Obliczona struga była, w porównaniu z wariantami przy innych wersjach modelu k- ε , wydłużona i węższa, później uginała się ku górze. Natomiast wpływ na rozkład prędkości w strefie przebywania był mniej znaczący.

Dla dokładniejszego przyjrzenia się wynikom obliczeń przy użyciu różnych modeli na rys. 6.4.2 dokonano porównania rozkładów prędkości uśrednionej w osi pionowej (a) i poziomej (b) w połowie odpowiednio szerokości i wysokości kratki nawiewnej w dwóch wybranych odległościach od wylotu strugi $x = 15d_N$ i $x = 35d_N$. Analiza tych wykresów potwierdziła wcześniejsze spostrzeżenia i pozwoliła na wniosek o nieprzydatności zerorównaniowych modeli turbulencji, zwłaszcza modelu *Capped LVEL* do obliczeń strug nawiewanych do pomieszczenia.

FLOVENT 3.2





b) LVEL algebraic





c) $k - \varepsilon$ standard

d) k-ε revised

FLOVENT 4.2



Fig.6.4.1. Influence of the applied turbulence models on the maps of the mean velocity in the vertical longitudinal plane Z = 3 m of the ventilated room with the inlet grid, obtained from calculations with CFD code Flovent version 3.2 and 4.2



Rys.6.4.2. Rozkłady uśrednionej prędkości dla różnych modeli turbulencji w pomieszczeniu wentylowanym z kratką nawiewną w dwóch odległościach x/d_N od nawiewnika:
a) w osiach pionowych na wysokości pomieszczenia,
b) w osiach poziomych wzdłuż szerokości pomieszczenia

Fig.6.4.2. Mean velocity profiles for various turbulence models in the ventilated room with the inlet grid at two distance x/d_N from inlet:
a) in the vertical axes along the height
b) in the horizontal axes along the width

6.5. Badanie przebiegu zbieżności procesu iteracji przy rozwiązaniu numerycznym modelu

Jednym z czynników decydujących o poprawności i dokładności wyników obliczeń numerycznych przeprowadzonych za pomocą programu CFD jest uzyskanie zbieżności procesu iteracji w trakcie rozwiązania numerycznego modelu. Miarą zbieżności iteracji dla danej zmiennej zależnej jest osiągnięcie przez sumaryczny błąd względny iteracji wartości granicznej, zadanej przez program, bądź ustalonej przez użytkownika.

Jeśli rozwiązanie okaże się rozbieżne, przede wszystkim konieczne będzie wyeliminowanie przyczyn, które mogły spowodować taki jego przebieg. Najczęściej spowodowane to jest niezachowaniem bilansu masy lub ciepła albo złymi proporcjami wymiarów oczek siatki. Nie można również wykluczyć naturalnej niestabilności analizowanego wariantu przepływu.

Okazuje się jednak, że osiągnięcie granicznego błędu iteracji nie jest warunkiem wystarczającym do otrzymania właściwego rozwiązania. Źródłem błędnych wyników obliczeń i braku ich powtarzalności może być również niewłaściwy przebieg zbieżności procesu iteracji. Jednocześnie brak zbieżności nie w każdym przypadku dyskredytuje uzyskane wyniki obliczeń.

Celem prac relacjonowanych w niniejszym podrozdziale była identyfikacja problemów, które mogą wystąpić przy rozwiązaniu numerycznym równań modelu. Zilustrowano to konkretnymi przykładami przebiegów obliczeń wykonywanych za pomocą pakietu Flovent. Jednocześnie na podstawie informacji autorów programu oraz doświadczeń własnych zaproponowano sposoby wyeliminowania pojawiających się trudności.

Na rysunkach 6.5.1 i 6.5.3 pokazano przykłady typowych przebiegów procesów iteracji, w postaci profili względnego błędu iteracji odniesionego do błędu granicznego w zależności od numeru kroku iteracji, zarejestrowanych w trakcie przeprowadzania obliczeń numerycznych za pomocą programu Flovent w wersjach 3.2 i 4.2.

Profil w przypadku rozwiązania zbieżnego przedstawiono na rys. 6.5.1a. Można zauważyć, że dla wszystkich kontrolowanych parametrów stosunek błędu względnego do granicznej wartości błędu iteracji spadł poniżej wartości 1 i uzyskano poprawne, powtarzalne rozwiązanie.

Przebieg procesu w przypadku, kiedy stosunek wartości błędu względnego iteracji do błędu granicznego ustabilizował się na pewnym poziomie wyższym od 1, pokazano na rys. 6.5.1b. Jeśli stabilizacja ta następuje na poziomie mniejszym niż 50, jak np. dla temperatury czy energii kinetycznej turbulencji, to mowa jest o niskim poziomie wartości błędu, który najprawdopodobniej był charakterystyczny dla danego modelowanego wariantu i być może założony błąd graniczny był dla niego zbyt rygorystyczny.

Dlatego też osiągnięcie wartości błędu granicznego nie może być jedynym kryterium uzyskania poprawnego rozwiązania dla badanego przypadku przepływu. Trzeba się jeszcze przekonać, czy przyjęty błąd graniczny ma odpowiednią wartość. W tym celu należy założyć w istotnych miejscach modelowanego obiektu punkty monitorowania i podjąć w nich obserwację przebiegu zmian wartości wybranych zmiennych zależnych w trakcie procesu iteracji. Pozwala to sprawdzić, czy wartości tych zmiennych podlegają stabilizacji. Pokazano to przykładowo na rys. 6.5.2b dla obliczeń przeprowadzonych w obiekcie 2 *wersja II*, w którym punkty monitorowania składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości znajdowały się w rejonie strugi nawiewanej i w strefie przebywania ludzi.



Rys.6.5.1. Przykładowe profile względnego błędu iteracji odniesionego do błędu granicznego w zależności od numeru kroku iteracji, uzyskane przy obliczeniach programem Flovent dla rozwiązania:
a) zbieżnego dla wszystkich zmiennych zależnych,
b) ustabilizowanego na niskim i wysokim poziomie wartości błędu

Fig.6.5.1. Examples of depending on the iteration step number, recorded during calculations with CFD code Flovent for the following solutions:a) convergent solution for all dependent variables,b) stable solution on the low and high levels of residual error values



- Rys.6.5.2. Przykładowy przebieg procesu iteracji w zależności od numeru kroku z uwzględnieniem monitorowania zmiennej zależnej, zarejestrowany w trakcie obliczeń programem Flovent 4.2:
 - a) profile wartości składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w wybranych punktach pomieszczenia wentylowanego,
 - b) profile względnego błędu iteracji odniesionego do błędu granicznego
- Fig.6.5.2. Example of the run of iteration process depending on the step number with taking into account the monitoring of dependent variable, recorded during calculations with CFD code Flovent 4.2:
 - a) the profiles of value of axial mean velocity vector component in selected points of ventilated room,
 - b) the profiles of residual error in reference to the termination residual error

Mogą wystąpić dwie sytuacje, wymagające pewnych korekt w przebiegu rozwiązania: stabilizacja wartości zmiennych mimo nieosiągnięcia zbieżności procesu iteracji, przy ustaleniu się wartości błędu względnego na pewnym, niskim poziomie; można wtedy rozwiązanie uznać za wystarczająco dokładne, a założony błąd graniczny podwyższyć,

 brak pełnej stabilizacji wartości zmiennych mimo osiągnięcia zbieżności; wskazana jest wtedy kontynuacja obliczeń przy obniżonym poziomie błędu tak, jak uczyniono na rys.6.5.2b dla iteracji powyżej kroku numer 4100.

W przypadku gdy stosunek względnej wartości błędu do błędu granicznego przekracza 50, jak przykładowo dla składowych wektora uśrednionej prędkości na rys. 6.5.1b, wtedy wskazane jest zastosowanie zmiany sposobu tłumienia wartości zmiennych wyliczonych w kolejnych krokach iteracji. Można tego dokonać przy zastosowaniu relaksacji typu *false time step* przez zwiększenie bądź zmniejszenie wartości fałszywego kroku czasowego, w zależności od złożoności analizowanego rozwiązania i zaleceń instrukcji programu.



Rys.6.5.3. Przykładowe profile względnego błędu iteracji odniesionego do błędu granicznego w zależności od numeru kroku iteracji, zarejestrowane przy obliczeniach programem Flovent, w przypadku rozwiązania oscylującego:
a) na wysokim poziomie wartości błędu,
b) na niskim poziomie wartości błędu

- Fig.6.5.3. Examples of the residual error in reference to the termination residual profiles depending on the iteration step number, recorded during calculations with CFD code Flovent for the oscillating solution:a) on the high level of the residual value,
 - b) on the low level of the residual value

Występowanie oscylacji wartości błędów względnych iteracji (rys. 6.5.3a) może spowodować niebezpieczeństwo przypadkowego ich obniżenia poniżej błędu granicznego i zakończenie obliczeń na przypadkowym kroku iteracji bez zapewnienia powtarzalności uzyskanych wyników rozwiązania. Dlatego też konieczne jest tłumienie oscylacji przez zredukowanie fałszywego kroku czasowego lub zmniejszenie wartości współczynników podrelaksacji dla niektórych zmiennych. Na rysunku. 6.5.3b pokazano efekt takiego tłumienia przy zastosowaniu relaksacji typu *false time step*. Przy oscylacjach na niskim poziomie wartości błędu można też przyjąć sposób postępowania podobny do zastosowanego w przypadku występowania zbieżności na niskim poziomie.

Ponadto, przy wszystkich przebiegach nie w pełni zbieżnych, zwłaszcza tych z niskim poziomem błędu, wskazane jest korzystanie z map błędów iteracji, na których można odczytać, czy miejsca występowania ich maksymalnych bezwzględnych wartości są istotne z punktu widzenia przepływu w całym pomieszczeniu. Na rysunku 6.5.4 przedstawiono przykładowo taki rozkład izolinii z wypełnieniem dla błędu składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w modelowanej numerycznie auli (patrz podrozdział 8.3) przy rozwiązaniu zbieżnym do wysokiego poziomu błędu. Maksymalna bezwzględna (ze znakiem ujemnym) wartość błędu wystąpiła tutaj w strudze nawiewanej, czyli w miejscu ważnym dla całego przepływu. W takim przypadku należało rozważyć potrzebę zagęszczenia siatki dyskretyzacji w tym rejonie.



- Rys.6.5.4. Mapa wartości błędu składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości po 11000 iteracji dla wybranego wariantu obliczeń numerycznych przepływu powietrza i ciepła w auli w warunkach nieizotermicznych, wykonanych za pomocą programu Flovent 4.2
- Fig.6.5.4. Map of the residual error of the axial mean velocity vector component after 11000 iterations for selected variants of air and heat flow numerical predictions in the auditorium under non-isothermal conditions, obtained from calculations with CFD code Flovent 4.2

6.6. Najważniejsze efekty weryfikacji programów CFD przez użytkownika

W ramach przeprowadzonej weryfikacji programów komputerowych zawierających podstawowe opcje modelowania CFD dokonano sprawdzenia ich przydatności do badań, wybranych przez autorkę, typowych przypadków przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. W efekcie doświadczeń z testów przeprowadzonych dla różnych pakietów podano też wskazówki postępowania przy weryfikacji, mogące być przydatne dla innych użytkowników tego typu programów, w tym projektantów wentylacji.

Badania rozpoczęto od sprawdzenia, czy analizowany program dawał możliwość poprawnego zamodelowania charakterystycznych zjawisk fizycznych zwiazanych z projektowanymi obecnie rodzajami wentylacji mechanicznej. Sprecyzowano w związku z tym potrzeby w tym zakresie i odpowiednio dobrano przypadki pomieszczeń, dla których zbadano efekt działania programu. Były to obiekty, w których zachodziły pojedyncze zjawiska przepływu powietrza i ciepła, najczęściej występujące w wentylacji mieszającej i wyporowej w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych. Wykonano testy mające na celu ocenę poprawności odwzorowania obrazu przepływu powietrza w tych pomieszczeniach. Obliczenia przeprowadzane były przy zastosowaniu dostępnych opcji programów i przy stosowaniu się do zaleceń podawanych w instrukcjach, opracowanych przez ich autorów. W testach wstępnych nie dokonywano żadnych zabiegów mających na celu poprawę dokładności symulacji. W wielu przypadkach otrzymano efekty obliczeń zadowalające na tym etapie prac kontrolnych. Jednak w trakcie prowadzonych badań stwierdzono, że w niektórych przypadkach pojawiały się błędy modelowania, powodujące znaczne zniekształcenie obrazu przepływu powietrza w pomieszczeniu. Oto niektóre z nich, które ujawniły się podczas weryfikacji programów Vortex i Flovent :

- W prognozowanej strudze nawiewanej ze szczeliny, która powinna była wywołać w pomieszczeniu wentylowanym przepływ płaski, stwierdzono nieuzasadnioną fizycznie zmienność składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w danej odległości od wylotu powietrza. Wystąpiły również różne od zera wartości składowej poprzecznej. Błędy te dotyczyły, choć w różnym stopniu, wszystkich weryfikowanych wersji programów CFD.
- Przy nawiewaniu powietrza przez symetrycznie zlokalizowaną kwadratową kratkę występowało ugięcie izotermicznej, osiowosymetrycznej strugi w płaszczyźnie poziomej w kierunku jednej ze ścian. Zjawiska tego nie dało się uzasadnić fizycznie. Błąd ten występował w wynikach obliczeń programem Vortex i w starszej wersji programu Flovent. Jego skutkiem była zmiana obrazu przepływu powietrza, a przede wszystkim pozorne, znaczne skrócenie zasięgu strugi.
- Przy nawiewaniu do pomieszczenia trzech strug wzajemnie na siebie oddziałujących błąd ten kumulował się i powodował zniekształcenie prognozowanego obrazu przepływu powietrza w pomieszczeniu.
- W pomieszczeniu ze źródłem ciepła i z wentylacją wyporową prognozowane wartości temperatury były, w zależności od użytego do obliczeń programu, zaniżone lub zawyżone, niekiedy wręcz nierealnie. Ponadto obserwowano nieuzasadnione fizycznie ugięcie osi strugi konwekcyjnej w płaszczyźnie pionowej.

Fakt pojawiania się takich błędów, które mogły w przyszłych pracach rzutować na jakość obliczenia przepływu powietrza i ciepła w bardziej złożonych pomieszczeniach wentylowanych, w których trudno jest o jednoznaczne ustalenie źródła nieprawidłowości, świadczy o konieczności przeprowadzania testowania programów dla prostych, charakterystycznych przypadków przepływu. Dzięki uświadomieniu sobie tych błędów, niektóre z nich udało się usunąć. Dokonano tego poprzez odpowiednie wykorzystanie opcji programu, przez korekty w programie wprowadzone przez autorów bądź przez zastosowanie zabiegów, które w niewielkim stopniu zmieniały charakter analizowanego przepływu, a jednocześnie pozwalały na poprawę dokładności jego modelowania. Niektóre z tych nieprawidłowości jednak pozostawały:

- Problemy z niewłaściwym modelowaniem przepływów płaskich wyraźnie zmniejszały się jedynie w przypadku, gdy w obliczeniach zastosowano zabieg w postaci odsunięcia nawiewnika od ściany poprzez zlokalizowanie go na przewodzie.
- Nieuzasadnione fizycznie ugięcie strugi znacznie zmniejszyło się w przypadku pomieszczenia o rzucie poziomym zbliżonym do kwadratu. Również zastosowanie lokalizacji otworu nawiewnego na przewodzie w pewnej odległości od ściany polepszało obraz przepływu powietrza. Jednak radykalna poprawa nastąpiła dopiero, gdy do obliczeń użyto nowej wersji 4.2 programu Flovent, w której zmieniono sposób wiązania przyściennych warunków brzegowych z modelem turbulencji odnoszącym się do wnętrza pomieszczenia.
- W przypadku pomieszczenia z trzema strugami nawiewanymi poprawy obrazu przepływu nie przyniosło wysymetryzowanie położenia otworów wentylacyjnych w pomieszczeniu, a zniekształcenie obrazu zostało zniwelowane dopiero po zastosowaniu wersji 4.2 programu Flovent.
- W wyniku przeprowadzonych testów stwierdzono, że rozkład temperatury w pomieszczeniu ze źródłem ciepła z wentylacją wyporową był silnie wrażliwy na zastosowaną siatkę dyskretyzacji, zwłaszcza w rejonie nad źródłem. Dzięki jej odpowiedniemu lokalnemu zagęszczaniu udało się prognozę tego rozkładu poprawić. Natomiast nieuzasadnione ugięcie strugi konwekcyjnej nie pojawiło się w obliczeniach programem Flovent 4.2.

Kolejnym zrealizowanym w ramach weryfikacji zadaniem było sprawdzenie prawidłowości odwzorowania niektórych cech rzeczywistych przepływów powietrza. Należała do nich zdolność samomodelowania, której zachodzenie w warunkach izotermicznych udało się potwierdzić dla prognozowanych przepływów powietrza przy różnych wartościach liczb Reynoldsa. Dla wyższych wartości tego kryterium zaobserwowano niezależność obrazu przepływu i jego parametrów od wartości tej liczby. W największym stopniu dotyczyło to strugi nawiewanej, choć dla innych rejonów pomieszczenia wentylowanego rozbieżności też nie były duże. Wniosek ten pozwolił w przypadkach późniejszych badań na ograniczenie obliczeń numerycznych do jednej prędkości nawiewania powietrza.

Następnie w ramach weryfikacji programów przyjrzano się, jaki wpływ na wyniki obliczeń miały różne związane z modelowaniem czynniki, takie jak: modele turbulencji dostępne w badanych pakietach CFD, zagęszczenie siatki dyskretyzacji czy przebieg procesu iteracji przy rozwiązaniu numerycznym. Sprawdzono też, czy i jak można było za ich pomocą poprawić dokładność prognozowania numerycznego.

Badania dotyczące modeli turbulencji potwierdziły, że ich wybór miał wpływ na efekty obliczeń numerycznych. Najlepsze wyniki, z możliwych do osiągnięcia za pomocą programów zawierających podstawowe opcje modelowania CFD, uzyskiwano przy zastosowaniu dwurównaniowego modelu k- ε i ten model należy zalecić do stosowania przy prognozowaniu przepływów wentylacyjnych. Trzeba jednak zaznaczyć, że prognozy otrzymane za pomocą różnych jego wersji różniły się między sobą. Niektóre z nich były obarczone błędami, które w innej wersji udało się usunąć poprzez np. korektę sposobu powiązania tego modelu z przyściennymi warunkami brzegowymi, jak to miało miejsce w przypadku nieuzasadnionego fizycznie ugięcia strugi nawiewanej przy modelowaniu programem Flovent. Dlatego też nie należy traktować modeli k- ε używanych w różnych programach CFD jako takie same, ale każdorazowo dokonać sprawdzenia możliwości obliczeniowych danej wersji modelu. Oprócz tych modeli w w pakietach dostępne były różne wersje modeli zerorównaniowych. Obrazy przepływu powietrza w pomieszczeniu prognozowane za ich pomocą różniły się od przewidywanych przy wykorzystaniu modeli k- ϵ . Dotyczyło to zwłaszcza strefy przepływów recyrkulacyjnych, ale dla niektórych modeli także obrazy strug nawiewanych odbiegały mocno od rzeczywistości. Można więc podejrzewać, że obliczenia za ich pomocą były obarczone dużymi błędami. Mimo zapewnień autorów programu o ich szerszym zastosowaniu, mogą one być wykorzystywane jedynie do wstępnych, orientacyjnych obliczeń.

Celem badań odnoszących się do siatki dyskretyzacji było sprawdzenie wpływu jej zagęszczenia i proporcji wymiarów oczek na prognozowany obraz przepływu oraz rozkład parametrów powietrza w pomieszczeniu wentylowanym. Dotyczyły one zarówno całego pomieszczenia, jak i silnie gradientowych stref w pobliżu obiektów wewnętrznych. W ich efekcie dla badanego przypadku modelowanego pomieszczenia wentylowanego znaleziono liczbę węzłów siatki, powyżej której nie obserwowano już wyraźnej poprawy dokładności wyników, a jednocześnie jeszcze szybciej od liczby węzłów wzrastał wymagany czas trwania obliczeń. Testy takie powinny być wykonane dla każdego weryfikowanego przypadku obliczeniowego.

W niektórych przypadkach obliczeniowych bardzo korzystny wpływ na dokładność prognoz numerycznych wywierało lokalne zagęszczenie siatki dyskretyzacji w rejonie występowania silnego gradientu parametrów powietrza, jak to w przeprowadzonych badaniach miało miejsce w przypadku oczek nad źródłem ciepła w pomieszczeniu z wentylacją wyporową. Poprzez zmianę pionowego wymiaru oczek bezpośrednio nad płytką grzejną udało się zoptymalizować wyniki obliczeń rozkładu nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej. Nie zawsze takie zagęszczanie przynosiło jednak wyraźne efekty, o czym przekonano się na przykładzie strugi nawiewnej z kratki, w której zwiększano liczbę węzłów.

Na podstawie przeprowadzonych badań wpływu proporcji wymiarów oczek siatki na przebieg i wyniki obliczeń stwierdzno, że pewne stosunki, np. $\Delta x_{in}/\Delta x_{i(n+1)}$, < 1,2, musiały być zachowane, gdyż w przeciwnym przypadku występowały trudności ze zbieżnością procesu iteracji. Jednocześnie ścisłe przestrzeganie reguł Deneva i wprowadzenie wymaganej przez nie równomiernej siatki nie zawsze sprzyjało poprawie dokładności wyników obliczeń, co miało na przykład miejsce w przypadku pomieszczenia ze źródłem ciepła z wentylacją wyporową. Zazwyczaj jednak pociągało za sobą znaczne zwiększenie liczby węzłów siatki i wydłużenie czasu obliczeń.

W trakcie rozwiązywania za pomocą programów komputerowych układów równań modelu dostrzeżono istotny wpływ przebiegu procesu iteracji na uzyskane wyniki obliczeń. W związku z tym zebrano i przeanalizowano problemy, które mogły się przy tych obliczeniach pojawiać i podzielono się doświadczeniami, jak można je eliminować. Jako najistotniejszą sprawę uznano zapewnienie zbieżności procesu iteracji, co miało zapewnić poprawność i powtarzalność uzyskiwanych wyników. Na podstawie przeprowadzonych obserwacji wykazano jednak, że nie zawsze zbieżność ta była gwarancją, a jednocześnie jedynym sposobem na uzyskanie ostatecznych i prawidłowych rezultatów obliczeń. Wskazane było także monitorowanie zmian wartości parametrów powietrza w trakcie przebiegu iteracji i uzyskanie pewności, że podlegały one stabilizacji. Ważna okazała się także ocena, czy miejsce występowania maksymalnej wartości błędu rozwiązania numerycznego było istotne z punktu widzenia modelowania przepływu dla całego pomieszczenia. Zwrócono też uwagę na niebezpieczeństwa, jakie pociągała za sobą ewentualna oscylacja wartości tego błędu, która była najważniejszą przyczyną otrzymania wyników obliczeń, które nie cechowały się powtarzalnością.

W efekcie zrelacjonowanych prac badawczych zrealizowano postawiony cel weryfikacji, a mianowicie została oceniona przydatność programu komputerowego CFD do badań przypadków przepływu powietrza i ciepła, będących przedmiotem zainteresowania użytkownika. Przeprowadzenie szeregu obliczeń pozwoliło na lepsze zapoznanie się z programem CFD i dostosowanie jego możliwości do indywidualnych potrzeb. Poczynione obserwacje przyczyniły się do wyeliminowania "grubych" błędów w wynikach obliczeń, także takich, których źródło tkwiło w braku umiejętności obsługi programu przez użytkownika.

Dzięki dokonanym analizom oceniono szacunkowo dokładność rezultatów obliczeń i zaproponowano ewentualne sposoby ich udoskonalania. Przeprowadzone badania weryfikacyjne stały się więc pierwszym krokiem w kierunku dokładnego sprawdzenia jakości modelowania numerycznego, które w następnej kolejności wymagało szczegółowego porównania wyników obliczeń numerycznych z rezultatami odpowiedniego eksperymentu fizycznego. Było to przedmiotem prac realizowanych w ramach walidacji wyników prognozowania numerycznego, przedstawionej w następnym rozdziale.

7. WALIDACJA MODELOWANIA PODSTAWOWYCH PRZEPŁYWÓW WENTYLACYJNYCH Z WYKORZYSTANIEM DANYCH EKSPERYMENTALNYCH

Zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 4.1 kolejnym, po weryfikacji, krokiem sprawdzania jakości numerycznego prognozowania przepływu powietrza przez użytkownika programu CFD była walidacja modelowania elementarnych przepływów, składających się na całościowy obraz ruchu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym. Najistotniejszą rolę w kształtowaniu takiego przepływu odgrywają strugi nawiewane i strugi konwekcyjne, więc nie można oczekiwać poprawnego odwzorowania przepływu w całym modelowanym obiekcie, jeśli nie zapewni się jak najlepszej dokładności symulacji tych elementów. Z kolei w efekcie wzajemnego ich oddziaływania powstają przepływy recyrkulacyjne, pod wpływem których znajduje się zazwyczaj strefa przebywania ludzi. Wytworzone przepływy powietrza są natomiast czynnikiem decydującym w dużej mierze o rozprzestrzenianiu się zanieczyszczeń gazowych, emitowanych do pomieszczenia. Wszystkie te przepływy uznawane są za charakterystyczne dla wentylacji i należy je wziąć pod uwagę przy walidacji. W analizach tych nie jest konieczne natomiast uwzględnienie strug odciąganych, gdyż mają one znaczenie lokalne i nie wywierają większego wpływu na przepływ w całym pomieszczeniu.

Zgodnie z definicją walidacji podaną w rozdziale 4 celem badań zrelacjonowanych w niniejszym rozdziale było dokonanie sprawdzenia, w jakim stopniu odpowiadały rzeczywistości prognozy numeryczne dla tych podstawowych przepływów wentylacyjnych, zachodzących w pomieszczeniach wentylowanych. Testy przeprowadzono na własnych przykładach obiektów z wentylacją mieszającą i wyporową, w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych, opisanych w rozdziale 5.3, dla których dysponowano wynikami szczegółowych pomiarów rozkładów parametrów powietrza. Jako podstawową technikę badawczą zastosowano więc porównanie wyników obliczeń numerycznych z wynikami obserwacji i pomiarów przeprowadzonych w obiektach rzeczywistych lub ich modelach fizykalnych. Posłużono się przy tym metodami porównawczymi opisanymi w podrozdziale 5.2.

Zaproponowano podział walidacji modelowania przepływów na dwie części:

- ocenę jakościową, polegającą na porównaniu bezpośrednich wyników obliczeń numerycznych w postaci rozkładów izolinii parametrów (map parametrów) w pomieszczeniu wentylowanym z efektami znacznikowania przepływu powietrza oraz rezultatami pomiarów rozkładów parametrów powietrza,
- ocenę ilościową, polegającą na porównaniu obliczonych i zmierzonych wartości parametrów powietrza, przeprowadzeniu dopasowania liniowego pomiędzy nimi i wyznaczeniu korelacji oraz aproksymacji wyników obliczeń modelami analitycznymi elementarnych przepływów, bazującymi na eksperymencie.

7.1. Badanie dokładności modelowania strug nawiewanych przy wentylacji mieszającej

Struga nawiewana odgrywa decydującą rolę w kształtowaniu obrazu przepływu powietrza w całej wentylowanej przestrzeni. Jednocześnie ograniczające działanie ścian pomieszczenia wpływa na sposób jej rozprzestrzeniania się (Hurnik i Blaszczok 2002). Dlatego też nie można rozpatrywać strugi wentylacyjnej w oderwaniu od obiektu, do którego jest nawiewana. Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie, czy prognozowana struga nawiewana do pomieszczenia jest zgodna z rzeczywistością i ewentualna poprawa dokładności jej odwzorowania przy wykorzystaniu opcji dostępnych w stosowanym programie CFD. W ich ramach rozpatrywano zarówno sam prognozowany przepływ powietrza w strudze, jak i jego wpływ na pole przepływu wytworzone w całym modelowanym pomieszczeniu, ze szczególnym uwzględnieniem strefy przebywania ludzi, dla której szczegółową analizę rozkładu parametrów przedstawiono w podrozdziale 7.2.

Zakresem badań objęto pomieszczenie z kratką nawiewną (obiekt 2 w *wersji 11* na rys. 5.3.1b), w warunkach izotermicznych. W pomieszczeniu tym nie występowały żadne inne przepływy, oprócz wytworzonych przez strugę nawiewaną i otwór wywiewny. Obliczenia wykonano dla prędkości nawiewania w zakresie od 0,4 do 5,2 m/s, jednak ze względu na stwierdzone zachodzenie samomodelowania przepływu, przedstawione w dalszym ciągu analizy można było ograniczyć do jednej prędkości nawiewania V_N =5,2 m/s. W badaniach zostały użyte następujące programy komputerowe:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k- ε , trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z $50 \times 45 \times 40 = 90000$ wezłów,
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji k- ε , trójwymiarowo dla siatki z 50×45×40 = 90000 wezłów,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k- ε , trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z $60 \times 70 \times 60 = 252000$ węzłów.

Walidację modelowania strugi nawiewanej przeprowadzono przez porównanie wyników obliczeń numerycznych z rezultatami badań eksperymentalnych. Wykorzystano przy tym wyniki pomiarów składowych wektora uśrednionej prędkości oraz intensywności turbulencji, przeprowadzonych anemometrem laserowym w modelu fizykalnym pomieszczenia w skali 1:5 przez Blaszczok (2003). Zgodnie ze wskazówkami podanymi we wstępie do rozdziału, porównanie to było dwuetapowe i obejmowało ocenę jakościową i ilościową.

7.1.1. Ocena jakościowa dokładności modelowania strugi nawiewanej do pomieszczenia

Ocena jakościowa sprowadziła się do porównania z eksperymentem obliczonych rozkładów parametrów powietrza w wybranych przekrojach pomieszczenia wentylowanego. Do porównań wybrano dwa parametry powietrza: składową wzdłużną wektora uśrednionej prędkości oraz energię kinetyczną turbulencji.

Wybór składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości wynikał z faktu, że jej kierunek był zgodny z głównym kierunkiem przepływu strugi. Ponadto dla tej składowej istniała możliwość bezpośredniego porównania wyników obliczeń z wynikami pomiarów anemometrem laserowym. W celu sprawdzenia jakości obliczeń numerycznych na rys. 7.1.1 porównano obrazy przepływu powietrza w pionowym przekroju podłużnym przechodzącym przez środek nawiewnika, zmierzone (a) i obliczone za pomocą programu Vortex (b) oraz Flovent w wersji 3.2 (c) i w wersji 4.2 (d). Miały one postać rozkładów izotach z wypełnieniem dla tego parametru, unormowanego przez prędkość nawiewania. Taki sposób prezentacji wyników wybrano ze względu na potrzebę ujednolicenia formy obrazów pochodzących z różnych źródeł.

Przyjmując jako umowną granicę strugi izotachę 10% zauważono, że strugi obliczone miały mniejszy zasięg i większą szerokość niż zmierzona. Spostrzeżenie to potwierdziła również obserwacja izotachy 20%. Obliczone obszary ograniczone tą izotachą były szersze od zmierzonych. Najbardziej zbliżone do rzeczywistości wyniki uzyskano programem Vortex (b), dla Floventa 3.2 (c) obszar ten był znacznie skrócony. Na podstawie zarówno obliczonych, jak i zmierzonych obrazów stwierdzono, że usytuowanie nawiewnika sprawiło, iż struga nawiewana do pomieszczenia znajdowała się pod silnym oddziaływaniem sufitu. Wskutek tego szybko uginała się w jego kierunku i straciła cechy strugi swobodnej. Miejsce osiągnięcia przez strugę sufitu dla wyników obliczeń programem Vortex (b) było zbliżone do uzyskanego w efekcie pomiarów, natomiast dla pozostałych prognoz odległość tego punktu od wylotu strugi była mniejsza od zmierzonej.

Biorąc pod uwagę wnioski dotyczące oddziaływania usytuowania nawiewnika w pewnej odległości od ściany na obraz przepływu powietrza w pomieszczeniu, przedstawione przez Lipską (2003), sprawdzono, jak na kształtowanie się rozkładu prędkości w strudze, obliczonego programem Flovent 4.2, wpłynęła lokalizacja otworu nawiewnego na przewodzie o długości 20 cm (rys. 7.1.1e). Jak to wyjaśniono w podrozdziale 6.1.2, zabieg taki, zmniejszający oddziaływanie funkcji przyściennych na obliczony rozkład parametrów w strudze, mógł wywrzeć na nią pozytywny wpływ również w tym przypadku. Jednocześnie taka lokalizacja odpowiadała sytuacji często spotykanej w obiektach wentylowanych. Rzeczywiście, okazało się, że wystąpiło wydłużenie drogi strugi od otworu nawiewnego do sufitu, zmniejszenie szerokości strugi i zbliżenie zasięgu izotachy 20% i 15% do danych pomiarowych. Obszar oddziaływania izotachy 10% nie uległ zmianie. Ogólnie można powiedzieć, że odsunięcie w modelu numerycznym miejsca wylotu strugi od ściany wpłynęło w sensie jakościowym na poprawę obliczonego obrazu strugi.

Porównano również mapy składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w rejonie pomieszczenia poniżej strugi nawiewanej. Rejon ten w przybliżeniu pokrywał się ze strefą przebywania ludzi. Stwierdzono, że prognozowany za pomocą programu Vortex (rys. 7.1.1b) obszar występowania ujemnych wartości składowej wzdłużnej jest znacznie większy niż wskazywałyby to wyniki pomiarów w modelu pomieszczenia (rys. 7.1.1a). Bardziej zbliżone do rzeczywistości obrazy wyliczono w tym przypadku oboma wersjami programu Flovent.

Drugim porównywanym parametrem powietrza w pomieszczeniu wentylowanym była energia kinetyczna turbulencji k, obliczana bezpośrednio za pomocą programu CFD. Natomiast w efekcie przeprowadzonych pomiarów otrzymano wartości wariancji fluktuacji prędkości: w kierunku wzdłużnym i jednym poprzecznym. Niestety, nie dysponowano danymi dla drugiego kierunku poprzecznego. Aby można było obliczyć energię kinetyczną turbulencji ze wzoru (3.1.7a), przyjęto, że wartości wariancji w obu kierunkach poprzecznych były jednakowe. Na rysunku 7.1.2 przedstawiono obrazy izolinii energii kinetycznej turbulencji, unormowanej przez kwadrat prędkości nawiewania, w pionowym przekroju wzdłużnym pomieszczenia. Porównując mapy otrzymane z obliczeń z narysowaną na podstawie pomiarów należy stwierdzić, że były one do siebie podobne, zwłaszcza co do zakresu wartości k występujących w strudze – do około 0,15% V_N^2 i w strefie przebywania ludzi –od 0,15% do 0,025% V_N^2 . Zgodność ta pozwalała brać pod uwagę możliwość wykorzystania wyników obliczeń numerycznych do oceny w pomieszczeniu wentylowanym warunków komfortu cieplnego z uwzględnieniem ryzyka przeciągu, co wykorzystano w badaniach przeprowadzonych dla auli, relacjonowanych w rozdziale 8.2.



- Rys.7.1.1. Mapy składowej wzdłużnej wektora prędkości uśrednionej znormalizowanej przez prędkość nawiewania w pionowym przekroju podłużnym Z = 3 m pomieszczenia wentylowanego ze strugą nawiewaną z kratki, na podstawie pomiarów i obliczeń
- Fig.7.1.1. Maps of the axial mean velocity component normalized by supply air velocity in the vertical longitudinal plane Z = 3 m of the ventilated room with the inlet grid obtained from the measurements and from CFD calculations



- Rys.7.1.2. Mapy energii kinetycznej turbulencji znormalizowanej przez kwadrat prędkości nawiewania w pionowym przekroju podłużnym Z = 3 m pomieszczenia wentylowanego ze strugą nawiewaną z kratki, na podstawie pomiarów i obliczeń
- Fig.7.1.2. Maps of the kinetic energy of turbulence normalized by the supply air velocity square in the vertical longitudinal plane Z = 3 m of the ventilated room with the inlet grid obtained from the measurements and from CFD calculations

7.1.2. Ocena ilościowa dokładności modelowania strugi nawiewanej do pomieszczenia

Podstawą do oceny ilościowej dokładności modelowania strugi nawiewanej do pomieszczenia wentylowanego był model osiowosymetrycznej, izotermicznej strugi swobodnej. Jest on wykorzystywany w praktyce inżynierskiej do obliczania rozkładów prędkości w strudze i wyprowadzony został z równań ciągłości przepływu i Naviera-Stokesa oraz uzupełniony o dane eksperymentalne. W dalszym ciągu stosowano go w wersji dla przepływu uśrednionego. Wynika z niego, że w strefie głównej strugi składowa wzdłużna wektora uśrednionej prędkości w osi strugi \overline{V}_{xmax} maleje odwrotnie proporcjonalnie do odległości od bieguna tej strefy x_o+x :

$$\frac{\overline{V}_N}{\overline{V}_{x \max}} = \frac{1}{k_\nu} \left(\frac{x_o}{d_N} + \frac{x}{d_N} \right)$$
(7.1.1)

W przekroju poprzecznym strugi zakłada się rozkład gaussowski składowej \overline{V}_x , co w odległości r od osi strugi można opisać wzorem:

$$\overline{V}_x = \overline{V}_{x \max} e^{-m \left(\frac{r}{x + x_0}\right)^2}$$
(7.1.2)

We wzorach tych występują trzy eksperymentalne współczynniki: współczynnik zaniku prędkości w osi strugi k_{ν} , współczynnik mieszania *m* oraz odległość bieguna strefy głównej od otworu nawiewnego x_o .

Badania eksperymentalne swobodnych izotermicznych strug nawiewanych wykazały, że w strugach tych jest spełniona zasada zachowania pędu i w związku z tym pole prędkości może być opisane matematycznym modelem osiowosymetrycznej, izotermicznej strugi swobodnej generowanej przez punktowe źródło pędu. W takim przypadku zależności (7.1.1) i (7.1.2) przekształcić można do postaci:

$$\overline{\nu}_{x} = \left(\frac{2\,m\,\dot{I}_{m}}{\pi\,\rho}\right)^{0.5} \frac{1}{x+x_{o}} e^{-m\left(\frac{r}{x+x_{o}}\right)^{2}} \tag{7.1.3}$$

Do obliczenia pola prędkości potrzebna jest więc znajomość strumienia pędu w strudze I_m , pochodzącego od uśrednionej prędkości, współczynnika charakteryzującego turbulentne mieszanie *m* oraz położenia pozornego punktowego źródła pędu (tzw. bieguna strugi) x_o .

Z przeprowadzonych przez Hurnik i Blaszczok (2002) badań eksperymentalnych wiadomo, że wartości współczynnika *m* dla ściennych otworów zależały od wymiarów pomieszczenia, do którego nawiewana była struga i obecności innych strug w sąsiedztwie. Największa zmierzona wartość m = 106 dotyczyła dużej przestrzeni, którą można było traktować jako nieskończoność. Najmniejsza wartość m = 61 wystąpiła w przypadku, gdy rozpatrywana struga otoczona była dwoma podobnymi strugami. Nie zaobserwowano natomiast wyraźnej różnicy w położeniu bieguna strugi, który we wszystkich badanych przypadkach leżał w płaszczyźnie otworu nawiewnego ($x_0 \approx 0$). Nie stwierdzono również wpływu zmiany początkowej intensywności turbulencji w strudze na wartość współczynnika *m* (Hurnik i in. 2000). Następowało natomiast wtedy przemieszczenie bieguna strugi i stosunek x_0/d_N wynosił od 0,5 dla standardowej kratki nawiewnej do -1,5 dla dyszy.

Przy ocenie jakościowej dokładności modelowania numerycznego zaobserwowano, iż struga nawiewana do pomieszczenia w wyniku silnego oddziaływania sufitu szybko uginała się w jego kierunku i straciła cechy strugi swobodnej. Dlatego też w rozpatrywanym przypadku nie można było dla ilościowego porównania strug zmierzonych i obliczonych zastosować metody opisu, bazującej bezpośrednio na modelu punktowego źródła pędu. Zastosowano w tym celu rozszerzoną procedurę, zaproponowaną przez Hurnik i Lipską (2003), za pomocą której parametry modelu wyznaczono z uwzględnieniem zarówno ugięcia strugi, jak i jej asymetrii. Obliczenia takie przeprowadzono dla wyników pomiarów i obliczeń numerycznych CFD za pomocą arkusza kalkulacyjnego Excel.

W wybranych przekrojach poprzecznych w strefie głównej strugi, w odległościach odpowiadających: 10, 15, 20 i 25 średnicom zastępczym otworu nawiewnego, wartości składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości aproksymowano rozkładem gaussow-skim:

$$\overline{V}_{x,GAUSS} = \overline{V}_{x\,\text{max}} \cdot e^{\left(\frac{r}{R_w}\right)^2} , \qquad (7.1.4)$$

gdzie:

$$(y - y_o)^2 + (z - z_o)^2$$

r = 1

 R_{w}

$$=m^{0.5}(x+x_o) (7.1.6)$$

(7.1.5)

Następnie używając narzędzia Solver dokonano minimalizacji błędu aproksymacji Δ będącego sumą kwadratów błędów aproksymacji dla pojedynczych wyników δ_n , obliczonego ze wzoru :

$$\Delta = \sum \delta_n^2 = \sum \left(\overline{V}_{x,n} - \overline{V}_{x,GAUSS,n} \right)^2$$
(7.1.7)

i wyznaczono optymalne dla danego przekroju wartości składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w osi strugi \overline{V}_{xm} , szerokości profilu strugi R_w oraz współrzędnych osi strugi y_o i z_o .

Położenie osi strugi pokazano na rys. 7.1.3. Na podstawie wyników pomiarów stwierdzono, że oś strugi ulegała odchyleniu ku górze, a w mniejszych odległościach od wylotu również uginała się w poziomie, przy czym, począwszy od przekroju $20d_N$, wędrowała ponownie w kierunku osi otworu nawiewnego. Z rezultatów obliczeń numerycznych programem Vortex wynikło natomiast, że struga uginała się zarówno w kierunku pionowym jak i poziomym, przy czym przesunięcie osi było znacznie większe niż zmierzone. Wyniki symulacji programem Flovent 4.2 wskazywały jedynie na przemieszczenie osi strugi ku górze, przy czym zlokalizowanie otworu nawiewnego na przewodzie o długości 0,2 m spowodowało, że wartości tych ugięć dla poszczególnych analizowanych przekrojów były bardzo zbliżone do zmierzonych.

Ze względu na ewentualną asymetrię strugi do opisu pola prędkości przyjęto zmienną szerokość profilu prędkości w strudze, opisaną szeregiem trygonometrycznym:

$$R_{w\alpha} = R_w [1 + a_1 \sin(\alpha + \varphi_1) + a_2 \sin(2\alpha + \varphi_2)], \qquad (7.1.8)$$

gdzie: $a_1, a_2 - \text{współczynniki}$,

0

$$\varphi_1$$
, φ_2 – wartości początkowe współrzędnej biegunowej profilu strugi α :

$$x = ARCTG2[(y - y_{o}), (z - z_{o})]$$
(7.1.9)



- Rys.7.1.3. Zmierzone i obliczone numerycznie dwoma programami położenie osi strugi nawiewnej z kratki nawiewnej w różnych odległościach od nawiewnika w pomieszczeniu wentylowanym
- Fig.7.1.3. Measured and calculated (with two CFD codes) position of the axis of the jet supplied from the grid at selected distances from the inlet in the ventilated room

Na podstawie wyników aproksymacji dla danych z pomiarów i obliczeń narysowano mapy znormalizowanej składowej wzdłużnej wektora uśrednionej prędkości w pionowym przekroju podłużnym fragmentu pomieszczenia, znajdującego się pod bezpośrednim wpływem strugi nawiewanej (rys. 7.1.4a). Sporządzono także mapy izolinii tej składowej we wszystkich czterech rozpatrywanych pionowych przekrojach poprzecznych badanej strugi. Na rysunku 7.1.4b pokazano je przykładowo dla przekroju $15d_N$.

Następnie w każdym przekroju poprzecznym wyznaczono strumień objętości q_v oraz strumień pędu I_m / ρ według następujących zależności:

$$q_v = \Delta A \sum \overline{V}_{x,n} , \qquad (7.1.10)$$

$$\dot{I}_m / \rho = \Delta A \sum_n \overline{V}_{x,n}^2 , \qquad (7.1.11)$$

gdzie: ΔA – element powierzchni o wymiarze założonym dla danej strugi; w tych obliczeniach przyjęto ΔA = 0,02 m×0,02 m = 0,0004 m².



Przyrost strumienia objętości w strudze, znormalizowanego dla uzyskania wartości

bezwymiarowej przez $\left(\frac{A \cdot \dot{I}_m}{\rho}\right)^{0.5}$, pokazano na rys. 7.1.5. Następował on w sposób liniowy,

co zostało prawidłowo odwzorowane w prognozach numerycznych. Również w tym przypadku najlepszą zgodność wyników obliczeń z eksperymentem uzyskano dla programu Flovent 4.2 przy lokalizacji nawiewnika na przewodzie o długości 20 cm. Podobieństwo to znalazło potwierdzenie na wykresach dopasowania liniowego obliczonych i zmierzonych znormalizowanych strumieni objętości powietrza w strudze nawiewanej do pomieszczenia, przedstawionych na rys. 7.1.6. Dla tego wariantu obliczeniowego uzyskano najbardziej zbliżoną do jedności wartość współczynnika regresji 1,08 oraz współczynnika korelacji 0,995, przy odpowiednio 1,54 oraz 0,86 dla lokalizacji nawiewnika na ścianie i 1,19 oraz 0,96 dla wyników obliczeń programem Vortex.



Rys.7.1.5. Przyrost znormalizowanego strumienia objętości powietrza w strudze nawiewanej do pomieszczenia wraz ze wzrostem odległości od nawiewnika na podstawie wyników pomiarów i obliczeń CFD (Lipska i in.2004)

Fig.7.1.5. Increase in the normalized volume flux in the jet supplied to the room with the rise of the distance from the inlet, obtained from measurements and from CFD predictions (Lipska et al.2004)

Wyznaczony ze wzoru (7.1.11) przyrost strumienia pędu w strudze wraz z odległością od nawiewnika, odniesiony do początkowego strumienia pędu, wynoszącego $I_m/\rho = 0,407$ m⁴/s², przedstawiono w tab. 7.1.1. Względne wartości strumienia pędu, zwłaszcza wyznaczone na podstawie obliczeń programem Flovent, przekraczały 100%, co świadczyło o zwiększaniu się pędu w strudze. Nie było to zgodne z informacjami na ten temat, podanymi przez Karimipanaha i Sandberga (1994), a bazującymi na analizie matematycznej, uzupełnionej danymi pochodzącymi z eksperymentu.



- Rys.7.1.6. Dopasowanie liniowe obliczonych i zmierzonych znormalizowanych strumieni objętości powietrza w strudze nawiewanej do pomieszczenia (Lipska i in. 2004)
- Fig.7.1.6. Linear fitting of the predicted and measured normalized volume flux values in the air jet supplied to the room (Lipska i in. 2004)

Tabela 7.1.1

Obliczone numerycznie wartości strumienia pędu w przekrojach poprzecznych strugi nawiewanej w wybranych odległościach od wylotu odniesiony do wartości początkowej

Procefore and				
Odległość od wylotu strugi	Vortex	Flovent 4.2, nawiewnik na ścianie	Flovent 4.2, nawiewnik na przewodzie	
$10 d_N$	85,5%	101,1%	101,8%	
$15 d_N$	86,8%	104,0%	107,4%	
$20 d_N$	99,2%	105,7%	111,0%	
$25 d_N$	102,5%	107,1%	114,6%	

Z całkowania równania przepływu w przekroju poprzecznym strugi wynikało, że strumień pędu całkowitego można wyrazić jako sumę pędu pochodzącego od uśrednionej prędkości I_{m} i od fluktuacji prędkości I_{t} . Składową pędu I_{t} oszacowano eksperymentalnie

na 10÷20%. Pozostałą część stanowiła składowa Im, którą ogólnie można określić wzorem:

$$\dot{I}_{m} = 2\pi\rho \int_{0}^{\infty} \overline{V}_{x}^{2} r dr = k_{t} \dot{I}_{N}, \qquad (7.1.12)$$

gdzie współczynnik k_t wynosił około 0,8 ÷ 0,9.

W wynikach obliczeń numerycznym powstawały zatem w tym zakresie nieprawidłowości o nieznanym źródle, którego poszukiwanie stanowiło przedmiot odrębnych badań (Blaszczok 2006).

Obliczone ze wzorów (7.1.10) i (7.1.11) wartości strumienia objętości powietrza i strumienia pędu w strudze posłużyły do wyznaczenia parametrów modelu swobodnej strugi generowanej przez punktowe źródło pędu ze skorygowanego wzoru, określającego przyrost objętości strugi wraz z odległością od otworu nawiewnego:

$$q_{v} \left/ \left(\frac{A \cdot \dot{I}_{m}}{\rho}\right)^{0.5} = \left(\frac{8}{m}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{x}{d_{N}} + \frac{x_{o}}{d_{N}}\right)$$
(7.1.13)

Parametry te, wyznaczone na podstawie pomiarów i obliczeń, zestawiono w tab. 7.1.2.

Tabela 7.1.2

Wartości charakterystycznych parametrów modelu strugi nawiewanej wyznaczone na podstawie wyników pomiarów i obliczeń numerycznych

Parametr	Pomiar LDA	Vortex	Flovent 4.2, nawiewnik na ścianie	Flovent 4.2, nawiewnik na przewodzie
m	77	73	74	58
x_o/d_N	-1,1	1,6	7,7	-1,1

Z porównania wartości parametrów modelu strugi wyznaczonych na podstawie obliczeń z otrzymanymi z wyników pomiarów w połączeniu z obrazami strugi i dopasowaniem liniowym można było wywnioskować, że:

- wartości współczynnika mieszania m z obliczeń programem Vortex i Flovent 4.2 przy lokalizacji nawiewnika na ścianie były zbliżone do wartości otrzymanej z pomiarów, co oznaczało, że kąt rozszerzenia strugi był prawidłowo odwzorowany,
- położenie bieguna strugi dla obu wariantów obliczeń różniło się jednak od otrzymanego z pomiarów; duża wartość odległości biegunowej $x_o = 7,7d_N$, większa o prawie $9d_N$ od zmierzonej wystąpiła zwłaszcza dla wyników z programu Flovent 4.2, co skutkowało pozornym nadmiernym rozszerzeniem strugi, widocznym na rys. 7.1.5 dla tego wariantu,
- wynikiem tej rozbieżności było również przeszacowanie wartości strumienia objętości powietrza w strudze nawiewanej, pokazane na rys. 7.1.5, oraz słaba korelacja między wynikami obliczeń i pomiarów (rys. 7.1.6),
- przesunięcie nawiewnika na odległość 0,2 m od ściany, możliwe do wprowadzenia jedynie przy symulacji programem Flovent, spowodowało zmianę wartości współczynników modelu strugi, nastąpiło zmniejszenie m z 74 do 58, a położenie bieguna strugi stało się niemal identyczne ze zmierzonym, co było zapewne związane ze zmniejszeniem oddziaływania przyściennych warunków brzegowych na strugę nawiewaną,
- pomimo różnicy pomiędzy wartościami współczynnika m zaobserwowano dla tego wariantu obliczeń dobrą korelację obliczonych i zmierzonych strumieni objętości powietrza oraz podobieństwa zasięgu poszczególnych izotach i kąta rozszerzenia strugi, widoczne na rys. 7.1.4, zatem ten wariant prognozowania numerycznego strugi nawiewanej można było uznać jako wystarczająco dokładny.

7.2. Badanie dokładności odwzorowania pola prędkości w strefie strug recyrkulacyjnych

Zupełnie innymi właściwościami niż struga nawiewana charakteryzują się kolejne badane typowe przepływy wentylacyjne, a mianowicie strugi recyrkulacyjne. Jak już wspomniano, tworzą się one w pomieszczeniach wentylowanych w wyniku wzajemnego oddziaływania innych przepływów, w tym przede wszystkim strug nawiewanych i konwekcyjnych, a także przegród otaczających. Zgodnie z zasadami kształtowania rozdziału powietrza, przy prawidłowo działającej wentylacji obiektu ich oddziaływaniem powinna być objęta strefa przebywania ludzi.

Cechą charakterystyczną takiego przepływu jest brak dominującej składowej wektora uśrednionej prędkości oraz duża wartość odchylenia standardowego fluktuacji prędkości, a co za tym idzie – wysoka intensywność turbulencji. Dlatego też w przeciwieństwie do strug nawiewnych, gdzie ważna jest znajomość dominującej składowej wektora uśrednionej prędkości, dla strug recyrkulacyjnych najistotniejsze jest rozpoznanie uśrednionej prędkości i odchylenia standardowego jej fluktuacji. Jest to istotne też z tego powodu, że między innymi te właśnie parametry decydują o odczuciu komfortu cieplnego w strefie przebywania ludzi.

W przypadku strug recyrkulacyjnych nie ma możliwości stworzenia modeli analitycznych opisujących rozkłady prędkości, podobnych do tych stosowanych dla strug nawiewanych czy konwekcyjnych. Dlatego też prędkość w strefie występowania strug recyrkulacyjnych charakteryzuje się za pomocą parametrów skupionych (Lipska i Nawrocki 2002), takich jak wartość maksymalna, czy średnia (w przestrzeni) oraz wykorzystując histogram lub dystrybuantę rozkładu przestrzennego uśrednionej prędkości.

Wszystkie te informacje wzięto pod uwagę przy planowaniu badań przedstawionych w niniejszym rozdziale. Miały one na celu ocenę dokładności numerycznego prognozowania parametrów powietrza w strefie występowania strug recyrkulacyjnych. Analizy przeprowadzone zostały dla tego samego przypadku pomieszczenia wentylowanego (obiekt 2 *wersja II* na rys. 5.3.1b), dla którego w rozdziale 7.1 badano jakość odwzorowania numerycznego strugi nawiewanej, ale dotyczyły wyłącznie obliczeń za pomocą programu Flovent 4.2.

Strugi recyrkulacyjne ukształtowały się w tym obiekcie w wyniku wzajemnego oddziaływania strugi nawiewanej i przegród ograniczających pomieszczenie. Pod ich wpływem znalazła się strefa przebywania ludzi, którą objęto zakresem walidacji. Prognozowany obraz przepływu powietrza w tej strefie pokazany był na rys. 7.1.1 poniżej strugi nawiewanej, a rozkład energii kinetycznej turbulencji na rys. 7.1.2. Na rysunkach dokonano też porównania w sensie jakościowym obliczonych rozkładów parametrów z odpowiednimi wynikami pomiarów.

Do oceny ilościowej przedstawionej w niniejszym rozdziale wykorzystano wyniki pomiarów uśrednionych szybkości \overline{V}_m oraz odchylenia standardowego fluktuacji szybkości v_m^* , przeprowadzonych termoanemometrem sferycznym w modelu fizykalnym pomieszczenia w skali 1:5 przez Blaszczok (2006). Dotyczyły one strefy przebywania ludzi na wysokości do 1,8 m z pominięciem obszaru o grubości 0,5 m, przyległego do ścian bocznych i fragmentu bezpośrednio nad podłogą do wysokości 0,1 m. 200 punktów pomiarowych rozmieszczono równomiernie w całym badanym rejonie, stosując przy tym siatkę pomiarową z oczkami o wymiarze 0,25 m we wszystkich trzech kierunkach. Aby można było porównać te same parametry powietrza, pochodzące z symulacji i pomiarów, obliczoną numerycznie uśrednioną prędkość \overline{V}_{CFD} poddano korekcie opisanej w rozdziale 5.2. Polegała ona na zamianie tego parametru na uśrednioną szybkość \overline{V}_m zgodnie ze wzorami (5.2.5) lub (5.2.6). Również wartości odchylenia standardowego fluktuacji prędkości v rokorygowano według

wzoru (5.2.8) w celu otrzymania odchylenia standardowego fluktuacji szybkości v_m^* .

Porównano wyniki prognoz numerycznych i rezultaty pomiarów w strefie przebywania ludzi w postaci map uśrednionej szybkości w środkowym przekroju pionowym wzdłużnym pomieszczenia. Przedstawione na rys. 7.2.1 rozkłady izotach, zmierzone (a) i obliczone (b), wyraźnie różniły się między sobą. W przewidywanym numerycznie obrazie przepływu w górnej części strefy widoczna była struga nawiewana, co nie miało miejsca w obrazie zmierzonym. Sytuacja odwrotna miała miejsce w przypadku oddziaływania otworu wywiewnego, które sięgało do rozpatrywanej strefy na mapie pochodzącej z pomiarów, czego nie obserwowano na mapie prognozowanej. Jednak porównanie zmierzonych i obliczonych wartości uśrednionych szybkości maksymalnych, minimalnych i średnich w całej strefie, dokonane w tab. 7.2.1, pozwoliło stwierdzić zbliżenie ich wartości. Również maksymalne i minimalne wartości szybkości występowały w tym samym rejonach strefy, co widoczne było na obu pokazanych mapach.

Tabela 7.2.1

Wartości charakterystycznych parametrów przepływu powietrza w strefie przebywania ludzi

Parametr powietrza	Jednostka	Pomiar	Flovent 4.2	Flovent 4.2, nawiewnik na przewodzie
Wartość maksymalna uśrednionej szybkości	m/s	0,339	0,354	0,364
Wartość minimalna uśrednionej szybkości	m/s	0,068	0,066	0,056
Wartość średnia uśrednionej szybkości	m/s	0,141	0,150	0,148
Wartość maksymalna odchylenia standardowego szybkości	m/s	0,108	0,126	0,135
Wartość minimalna odchylenia standardowego fluktuacji szybkości	m/s	0,024	0,029	0,026
Wartość średnia odchylenia standardowego fluktuacji szybkości	m/s	0,049	0,059	0,057
Wartość maksymalna intensywności turbulencji	%	78	56,5	56
Wartość minimalna intensywności turbulencji	%	18,2	19,1	13
Wartość średnia intensywności turbulencji	%	35,9	40,7	38,8



Znacznie większe rozbieżności stwierdzono natomiast pomiędzy zmierzonymi i obliczonymi wartościami maksymalnymi, minimalnymi i średnimi odchylenia standardowego fluktuacji szybkości oraz intensywności turbulencji. Świadczyło to o mniejszej dokładności modelowania numerycznego zjawisk związanych z turbulencją niż z przepływem uśrednionym.

Koleinym zadaniem w ramach walidacii było porównanie wartości uśrednionych szybkości otrzymanych z pomiaru i z symulacji CFD w każdym z 200 punktów pomiarowych w strefie przebywania ludzi, przedstawione na rys. 7.2.2. Zaobserwowano na nim występowanie dużych rozbieżności pomiędzy nimi w większości rozpatrywanych punktów, zwłaszcza dla wiekszych wartości szybkości. Nie udało sie wiec uzyskać pożadanego dopasowania liniowego, otrzymany współczynnik regresji wynosił 0,246, a współczynnik korelacji 0,251. Oznaczało to, że osiągniecie podobieństwa wyników obliczeń numerycznych CFD do wyników pomiarów w każdym badanym punkcie pola przepływów recyrkulacyjnych było nierealne i walidacja prognozowania bazująca na bezpośrednim porównaniu "punkt w punkt" w strefie przebywania ludzi dawała negatywny rezultat. Nie zdyskredytowało to jednak ostatecznie prognozowania CFD jako narzędzia do opisu rozkładu parametrów pola przepływu recyrkulacyjnego, lecz sugerowało raczej poszukiwanie innego sposobu podejścia do zagadnienia walidacji w tym przypadku.



- Rys.7.2.2. Porównanie uśrednionej szybkości, zmierzonej i obliczonej programem Flovent 4.2 w każdym z punktów pomiarowych w strefie przebywania ludzi
- Fig.7.2.2. Comparison of the mean speed obtained by measurement and from CFD prediction with the code Flovent 4.2 for each of the test points in the occupied zone

Przy ocenie warunków komfortu cieplnego w strefie przebywania ludzi rozkład przestrzenny parametrów powietrza: uśrednionej szybkości i odchylenia standardowego fluktuacji szybkości nie jest najbardziej istotnym czynnikiem, a raczej należy brać pod uwage zakresy wartości tych parametrów oraz udział procentowy poszczególnych przedziałów wartości. Do walidacji prognozowania CFD zastosowano metode bazująca na opisje warunków w strefie przebywania za pomocą rozkładu skumulowanego tych dwóch parametrów, zaproponowana przez Popiołka i Melikova (2005b). Na rysunku 7.2.3 (wykresy po lewej stronie) przedstawiono porównanie dystrybuant rozkładów uśrednionej szybkości i odchylenia standardowego fluktuacji szybkości, sporzadzonych na podstawie wyników pomiarów oraz obliczeń numerycznych programem Flovent 4.2. Na wykresach tych uwzględniono linia gesto kreskowana granice zakresów parametrów wynikające z całkowitej niepewności rezultatów pomiarów uśrednionej szybkości (0,031 m/s) i odchylenia standardowego fluktuacji szybkości (19,3%) termoanemometrem wielokierunkowym (Joergensen i in. 2004) oraz niepewności oszacowania prognozowanych numerycznie wartości tych parametrów metoda przedstawioną w rozdziale 5.2. Dla uśrednionej szybkości uzyskano dobra zgodność wyników w granicach niepewności. Natomiast dla odchylenia standardowego zaobserwowano występowanie rozbieżności, przy czym rozkład pochodzacy z obliczeń był przesuniety w strone wyższych wartości w stosunku do zmierzonego.

Przedstawiony sposób walidacji może znaleźć zastosowanie również dla innych parametrów klimatu wewnętrznego, na przykład temperatury czy intensywności turbulencji, a nawet po rozszerzeniu dla wskaźników komfortu cieplnego *PMV* i *PPD* oraz wskaźnika przeciągu *DR*.

Dokonano także sprawdzenia, czy zabieg poprawiający dokładność modelowania strugi nawiewanej, a polegający na zlokalizowaniu nawiewnika w pewnej odległości od ściany, miał także wpływ na udoskonalenie wyników obliczeń rozkładów parametrów w strefie przebywania ludzi. W tym celu na rys. 7.2.1c przedstawiono mapę uśrednionej szybkości w środkowym przekroju pionowym, wzdłużnym pomieszczenia. Stwierdzono, że różnice w uzyskanym w ten sposób rozkładzie izotach w porównaniu do rys. 7.2.1b nie były duże. Zaobserwowano pewne zmniejszenie bezpośredniego oddziaływania strugi nawiewanej na strefę oraz rozszerzenie obszaru występowania najmniejszych prędkości. Wyraźnych zmian nie zauważono również w tab. 7.2.1, gdzie zestawiono maksymalne, minimalne i średnie wartości parametrów powietrza.

Jednak, gdy przeanalizowano dystrybuanty, pokazane na rys. 7.2.3 (wykresy po prawej stronie), to okazało się, że obliczone i zmierzone rozkłady dla uśrednionej szybkości uległy dalszemu, choć już niewielkiemu przybliżeniu. Natomiast dla odchylenia standardowego fluktuacji szybkości nastąpiła znaczna poprawa, taka, że dla jego większych wartości krzywe narysowane na podstawie obliczeń i symulacji prawie się pokrywały. Natomiast dla mniejszych wartości dystrybuanty te wraz z zakresami niepewności przybliżyły się do siebie.

Można zatem uznać, że lokalizacja nawiewnika w pewnej odległości od ściany spowodowała poprawę dokładności modelowania również w strefie przebywania ludzi, zwłaszcza odnośnie do modelowania zjawisk turbulentnych, co było zapewne związane z lepszą jakością modelowania strug nawiewanych w tym przypadku.



7.3. Badanie dokładności modelowania strug konwekcyjnych nad źródłem ciepła w pomieszczeniu modelowym z wentylacją wyporową

Elementarnym przepływem, kształtującym ruch powietrza w pomieszczeniu wentylowanym w warunkach nieizotermicznych, są strugi konwekcyjne powstające nad źródłami ciepła. Przy doborze koncepcji rozdziału powietrza wentylacyjnego bierze się zawsze pod uwagę naturalny przepływ powietrza. W strugach konwekcyjnych powietrze przepływa w kierunku pionowym do góry, co zazwyczaj wykorzystuje się dla intensyfikacji usuwania zbędnego ciepła z pomieszczenia, nawiewając powietrze od dołu, a usuwając górą. W nowoczesnych rozwiązaniach wentylacji stosuje się do tego celu nawiew powietrza przez nawiewniki quasi-laminarne w ramach systemu wentylacji wyporowej. Dlatego też badania jakości modelowania numerycznego strug konwekcyjnych nad źródłem ciepła przeprowadzono dla pomieszczenia modelowego z wentylacją wyporową (obiekt 6 rys. 5.3.1 f), czyli w warunkach, w jakich najczęściej występują takie strugi w rzeczywistych obiektach wentylowanych.

Obliczenia numeryczne przeprowadzono następującymi programami CFD:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k-ɛ, trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 50×45×40 = 90000 węzłów,
- Flovent 3.2 ze zrewidowanym modelem turbulencji k-ε, trójwymiarowo dla siatki z 50×45×40 = 90000 węzłów,
- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ε trójwymiarowo dla siatki dyskretyzacji z 35×209×35 = 256025 węzłów.

W badaniach wykorzystano wyniki obliczeń udoskonalone uprzednio, przy maksymalnym wykorzystaniu możliwości programów komputerowych CFD, w sposób opisany szczegółowo w podrozdziałach 6.1.6 i 6.3.2.

Podstawowym parametrem powietrza, którego dokładność odwzorowania badano, była temperatura, gdyż dysponowano dla niej odpowiednimi porównawczymi danymi eksperymentalnymi (Trzeciakiewicz i in. 1999a). Dodatkowo w badaniach wykorzystano także fragmentarycznie zmierzone wartości uśrednionej szybkości powietrza w strudze, jednak dla tego parametru nie dysponowano danymi pomiarowymi w takim zakresie, który pozwoliłby na przeprowadzenie pełnego porównania wyników.

7.3.1. Ocena jakościowa dokładności modelowania strugi konwekcyjnej nad źródłem ciepła

Ocena jakościowa polegała na obserwacji obliczonych rozkładów izotach powietrza w wybranych przekrojach pomieszczenia i efektów znacznikowania przepływu w obiekcie rzeczywistym oraz porównaniu zmierzonych i obliczonych numerycznie rozkładów temperatury.

Na rysunku 7.3.1a pokazano uzyskany poprzez znacznikowanie obraz przepływu powietrza w pomieszczeniu modelowym, który porównywano z obliczonymi programami Vortex i Flovent 4.2 rozkładami izotach w pionowym przekroju pomieszczenia przechodzącym przez środek źródła ciepła dla częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu $n = 3 h^{-1}$ (rys. 7.3.1b,c). Porównanie rozszerzono też o rozkłady izoterm, obliczone programem Flovent, w tym samym przekroju dla wszystkich zbadanych częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu (rys. 7.3.2a). Poziomem odniesienia dla izoterm była temperatura powietrza nawiewanego, wynosząca $t_N = 17^{\circ}$ C. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem *n* obniżała się temperatura zarówno w strudze konwekcyjnej, jak i w jej otoczeniu. Jednocześnie coraz wyraźniejsza stawała się stratyfikacja tegoż tła.



- Rys.7.3.1. Obraz przepływu powietrza w strudze konwekcyjnej nad źródłem ciepła i w jej otoczeniu w pomieszczeniu modelowym przy wentylacji wyporowej, uzyskany przez znacznikowanie (Trzeciakiewicz i in. 1999a) (a) oraz w postaci rozkładów izotach dla składowej pionowej wektora uśrednionej prędkości, obliczonych programem Vortex (b) i Flovent 4.2 (c) przy n = 3 h⁻¹
- Fig.7.3.1. Air flow pattern in the buoyant plume above the heat source and in its environment in the model room in displacement ventilation, obtained from the demarcation (Trzeciakiewicz i in. 1999a) (a) and in the form of the isovels of the vertical mean velocity component, calculated with CFD codes Vortex (b) and Flovent 4.2 (c) at n = 3 h⁻¹

Sprawdzono, jak wyniki obliczeń temperatury miały się do rezultatów pomiarów w płaszczyźnie w strudze konwekcyjnej, pokazanej na rys. 6.1.10 (*płaszczyzna 2*) na różnych wysokościach nad poziomem źródła ciepła y_t od 1 m do 2.2 m. W tym celu na rys. 7.3.3 (a, b) porównano nadwyżki temperatury w strudze ponad średnią temperaturę otoczenia na trzech wybranych wysokościach nad źródłem: 1 m (powyżej strefy początkowej strugi), 1,6 m (środek wysokości pomieszczenia) i 2,2 m (strefa pod sufitem), zmierzone i obliczone dwoma programami dla różnych wartości częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu. Na ich podstawie wyciągnięto następujące wnioski:

 przy obliczeniach programem Vortex, w których uwzględniono jedynie ciepło konwekcyjne oddawane przez źródło ciepła, nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej były na ogół niższe niż zmierzone, natomiast dla większości przypadków uzyskano zbliżone szerokości obliczonej i zmierzonej strugi,



- Rys.7.3.2. Rozkłady temperatury w pomieszczeniu modelowym ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej dla różnych częstotliwości wymiany powietrza:
 - a) izotermy w przekroju pionowym X = 1,5 m obliczone programem Flovent 4.2,
 - b) rozkłady pionowe simpleksu w otoczeniu strugi konwekcyjnej (*profil 1* rys. 6.1.10) zmierzone i obliczone dwoma programami CFD
- Fig.7.3.2.Temperature distribution in the model room with the heat source in displacement ventilation for various air change rates:
 - a) isothermal lines in the vertical section X = 1,5 m, calculated from Flovent 4.2
 - b) vertical profiles of temperature simplex in the environment of buoyant plume (*profile 1* on Fig. 6.1.10), measured and predicted from two CFD codes



- Rys.7.3.3a. Rozkłady nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła, zmierzone w pomieszczeniu modelowym oraz obliczone programami Vortex i Flovent dla częstotliwości wymiany powietrza $n = 1h^{-1}$ i $n = 3h^{-1}$
- Fig.7.3.3a. Temperature excess profiles in the buoyant plume on selected elevations above the heat source measured in the model room and calculated from CFD codes Vortex and Flovent 4.2 for air change rates $n = 1h^{-1}$ and $n = 3h^{-1}$



- Rys.7.3.3b. Rozkłady nadwyżek temperatury w strudze konwekcyjnej na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła, zmierzone w pomieszczeniu modelowym (obiekt 6) oraz obliczone programami Vortex i Flovent dla częstotliwości wymiany powietrza $n = 5 h^{-1} i n = 7 h^{-1}$
- Fig.7.3.3b. Temperature excess profiles in the buoyant plume on selected elevations above the heat source measured in the model room (object 6) and calculated from CFD codes Vortex and Flovent 4.2 for air change rates $n = 5h^{-1}$ and $n = 7h^{-1}$

- również przy prognozowaniu tym programem dla największej ze zbadanych częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu wystąpiło nieuzasadnione fizycznie znaczne przesunięcie osi strugi konwekcyjnej, a co za tym idzie – całego profilu nadwyżek temperatury, które mogło być spowodowane zwiększonym oddziaływaniem strugi nawiewanej ze względu na wzrost prędkości nawiewania, ale mogło wynikać również z błędu programu, związanego z zastosowanym modelem turbulencji, opisanym szczegółowo w podrozdziale 6.1.2, tym bardziej, że ugięcie to miało miejsce również przy obliczeniach programem Flovent 3.2 (których tu nie przytoczono), a nie pojawiło się dla wyników obliczeń programem Flovent 4.2,
- przy obliczeniach programem Flovent 4.2 dla większości przypadków udało się osiągnąć dobrą zgodność obliczonych i zmierzonych maksymalnych wartości nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej, natomiast obliczone profile tej nadwyżki były wyraźnie szersze od zmierzonych, jednak zachował się przy tym ich charakterystyczny kształt.

W pomieszczeniu ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej kształtuje się wokół strugi konwekcyjnej specyficzny rozkład temperatury powietrza, którego tworzenie się w badanym pomieszczeniu modelowym zostało potwierdzone przez Trzeciakiewicza i in.(1999b) na podstawie pomiarów przeprowadzonych w osiach na wysokości, zaznaczonych na rys. 6.1.10 jako *profil 1 i profil 2*. Kierując się nim można podzielić ten obiekt na dwie strefy: dolną chłodniejszą – napływu i górną cieplejszą – cyrkulacji. Sprawdzono, w jakim stopniu udało się ten rozkład zasymulować numerycznie, dokonując porównania obliczonych i zmierzonych rozkładów simpleksu temperaturowego, określonego jako:

$$\Delta T^* = (t - t_N)/(t_u - t_N). \tag{7.3.1}$$

Pokazano to na przykładzie profilu 1 na rys.7.3.2b, na podstawie którego stwierdzono, że:

- uzyskano dobre odwzorowanie kształtu profilu za pomocą programu Flovent 4.2 oraz wyraźną granicę dwóch stref, której położenie w pomieszczeniu wentylowanym było zgodne ze zmierzonym,
- wartości simpleksu pochodzące z obliczeń tym programem były jednak w dolnej strefie zawyżone w stosunku do zmierzonych, przy czym rozbieżność ta malała wraz ze wzrostem wartości częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu, natomiast w górnej strefie wartości obliczone były nieco zaniżone,
- w przypadku obliczeń programem Vortex nie udało się dokładnie odwzorować numerycznie kształtu profilu i położenia granicy stref, ale otrzymano dobrą zgodność wartości simpleksu w górnej części pomieszczenia.

Na podstawie przedstawionych porównań można zatem uznać, że wyniki prognoz numerycznych rozkładów parametrów w strudze konwekcyjnej i jej otoczeniu w sensie jakościowym były dość dobrze zgodne z wynikami pomiarów.

7.3.2. Ocena ilościowa dokładności modelowania strugi konwekcyjnej nad źródłem ciepła

Podstawą do oceny ilościowej dokładności modelowania numerycznego strugi konwekcyjnej był analityczny model osiowosymetrycznej strugi konwekcyjnej (Popiołek 1987). Zmierzone oraz obliczone rozkłady parametrów charakteryzujących strugę na pewnej wysokości nad źródłem ciepła powyżej jej strefy początkowej: składowej pionowej wektora uśrednionej prędkości \overline{V}_y i nadwyżki temperatury Δt ponad średnią temperaturę otoczenia na tej wysokości aproksymowano za pomocą funkcji rozkładu Gaussa:

$$\overline{V}_{y} = \overline{V}_{ymax} \cdot exp(-(\frac{r}{R_{V}})^{2})$$
(7.3.2a)

$$\Delta t = \Delta t_{\max} \cdot \exp(-(\frac{r}{R})^2), \qquad (7.3.2b)$$

gdzie:

r – odległość punktu w strudze od osi strugi, czyli miejsca występowania maksymalnej wartości odpowiednio składowej pionowej wektora uśrednionej prędkości \overline{V}_{ymax} lub nadwyżki temperatury Δt_{max} :

$$r = \sqrt{(x - x_{o})^{2} + (z - z_{o})^{2}} , \qquad (7.3.3)$$

- R_{V}, R_{t} zastępcze szerokości profilu prędkości lub nadwyżki temperatury, których fizyczny sens oznacza odległość od osi, dla której wartości odpowiednio składowej lub nadwyżki równa jest \overline{V}_{ymax} /e, czyli 0,368 \overline{V}_{ymax} lub Δt_{max} /e, czyli 0,368 Δt_{max} ,
- $x_o, z_o w$ spółrzędne osi strugi konwekcyjnej.

Następnie używając narzędzia Microsoft Excel Solver dokonano minimalizacji błędów aproksymacji, obliczonych ze wzorów:

$$\Delta = \sum \delta_i^2 = \sum \left(\overline{V}_{y,n} - \overline{V}_{y,GAUSS,n} \right)^2$$
(7.3.4a)

$$\Delta = \sum \delta_i^2 = \sum \left(\Delta t_n - \Delta t_{GAUSS,n} \right)^2$$
(7.3.4b)

i wyznaczono optymalne dla danego przekroju wartości \overline{V}_{ymax} , Δt_{max} , R_V i R_i oraz x_o i z_o . Zarówno dla wyników pomiarów, jak i obliczeń uzyskano dobre dopasowanie do rozkładu Gaussa, co świadczyło o podobieństwie zmierzonych i obliczonych profili.

Położenie osi strugi względem pionowej osi źródła, określone na podstawie rozkładów nadwyżki temperatury dla różnych wysokości nad płytką grzejną, pokazano na rys. 7.3.4. Stwierdzono występowanie rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarów. Struga zasymulowana programem Vortex uginała się w przeciwną stronę niż rzeczywista, choć zakresy odległości od osi źródła były do siebie zbliżone. Natomiast w obliczeniach programem Flovent wystąpiły znacznie mniejsze, niż zmierzone, odchylenia strugi od osi źródła.

Porównanie zmian R_V , R_t , \overline{V}_{ymax} i Δt_{max} , zwanych parametrami gaussowskimi strugi konwekcyjnej, wraz ze wzrostem wysokości nad źródłem ciepła, wyznaczonych dla wyników pomiarów i obliczeń dwoma programami, pokazano na przykładzie częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu n = 3 h⁻¹ na rys. 7.3.5a,b. Zanim ograniczono się do jednej częstotliwości, sprawdzono występowanie podobieństwa tych zależności dla pozostałych częstotliwości.

Obliczone oboma programami zastępcze szerokości profilu nadwyżki temperatury R_t rosły ze wzrostem wraz z odległością od źródła i miały bardzo zbliżone wartości, były jednocześnie większe od zmierzonych od 40 do 90%. Różnice te były znacznie większe dla zastępczych szerokości profilu prędkości R_v , co mogło wynikać z faktu, że z pomiarów nie uzyskano wystarczających danych do dokładnego określenia wartości tego parametru i przyjęto założenie, że $R_v = R_t$, które nie potwierdziło się w wynikach obliczeń numerycznych.



Rys.7.3.4. Zmierzone i obliczone numerycznie położenie osi nadwyżki temperatury w strudze konwekcyjnej na wybranych wysokościach nad źródłem ciepła

Fig.7.3.4. Measured and numerically predicted position of the temperature excess axis in the buoyant plume on selected elevation above the heat source

Nadwyżki temperatury w osi strugi Δt_{max} obliczone programem Flovent zbliżone były do zmierzonych, zwłaszcza na niższych wysokościach, natomiast wyniki symulacji programem Vortex były zaniżone od 43 do 68%, co potwierdziło niedokładności w wynikach tych obliczeń zaobserwowane przy ocenie jakościowej.

Maksymalna wartość składowej pionowej wektora uśrednionej prędkości \overline{V}_{ymax} obliczona programem Vortex była na wszystkich analizowanych wysokościach mniejsza od zmierzonej. W przypadku rezultatów z programu Flovent były one nieco większe do zmierzonych, przy czym u dołu i u góry analizowanej strefy uzyskano bardzo dobrą zgodność. Należy jednak pamiętać, że pomiary wykonywano termoanemometrem wielokierunkowym, a więc mierzono w tym przypadku uśrednioną szybkość, a nie składową pionową wektora uśrednionej prędkości, co powodowało zawyżenie danych pomiarowych (Knobloch i Mierzwiński 1989, 1990a).

Wyznaczone parametry gaussowskie posłużyły do obliczenia parametrów całkowych strugi konwekcyjnej: strumienia objętości q_{vs} ze scałkowania równania ciągłości i strumienia ciępła unoszonego przez strugę Φ_s ze scałkowania równania transportu ciepła:



- Rys.7.3.5. Rozkłady gaussowskich i całkowych parametrów strugi konwekcyjnej wzdłuż wysokości nad poziomem źródła ciepła w pomieszczeniu modelowym, wyznaczone na podstawie pomiarów i obliczeń przy częstotliwości wymiany powietrza n = 3 h⁻¹:
 - a) zastępcze szerokości profilu nadwyżki temperatury i prędkości,
 - b) wartości w osi strugi: nadwyżki temperatury i składowej pionowej uśrednionej prędkości,
 - c) unormowanych strumieni objętości i ciepła
- Fig.7.3.5. Profiles of the Gaussian and of the integral buoyant plume parameters along the height above the heat source in the model room obtained from measurements and from CFD predictions for air change rate n = 3 h⁻¹:
 - a) equivalent width of temperature and velocity excess profiles,
 - b) values in the plume axes: temperature excess and vertical mean velocity component,
 - c) normalized volume and enthalpy fluxes

$$q_{vs} = \pi \cdot \overline{V}_{ymax} \cdot R_V^2 \tag{7.3.5}$$

$$\Phi_s = \pi \cdot \rho \cdot c_p \cdot \overline{V}_{y \max} \cdot \Delta t_{\max} \cdot \left(\frac{R_t^2 \cdot R_V^2}{R_t^2 + R_V^2}\right)$$
(7.3.6)

Porównanie parametrów całkowych strugi konwekcyjnej na różnych wysokościach nad źródłem ciepła, wyznaczonych na podstawie pomiarów i obliczeń numerycznych dwoma programami, przedstawiono dla częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu $n = 3 h^{-1}$ na rys. 7.3.5c. Przyrost strumienia objętości powietrza odniesionego do strumienia objętości powietrza nawiewanego określonego obliczeniowo był znacznie zawyżony w stosunku do pomiarowego, a zawyżenie to było większe w przypadku programu Flovent. Podobnie rzecz się miała z przyrostem strumienia ciepła w strudze, przy czym bardzo dobrą zgodność tego parametru wyznaczonego na podstawie obliczeń i pomiarów uzyskano w rejonie pod sufitem.

Podsumowując ocenę jakościową i ilościową dokładności prognozowania strugi konwekcyjnej i jej otoczenia można zauważyć, że programy komputerowe zawierające podstawowe opcje modelowania CFD mogą być wykorzystywane do jakościowego modelowania obrazu tego przepływu. Natomiast dane ilościowe nie są w tym przypadku w pełni zadowalające.

7.4. Badanie dokładności modelowania rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń gazowych

Ostatnim zadaniem zrealizowanym przy walidacji modelowania elementarnych przepływów wentylacyjnych było badanie dokładności modelowania rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń gazowych w pomieszczeniu modelowym ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej (obiekt 6 na rys. 5.3.1f), które było przedmiotem analiz dotyczących strugi konwekcyjnej i jej otoczenia zrelacjonowanych w poprzednim rozdziale. Do pomieszczenia tego zostało dodatkowo wprowadzone punktowe źródło emisji znacznika gazowego CO₂, o wydajności 2 mg/s, zlokalizowane na płytce grzejnej. Wykonane uprzednio obliczenia numeryczne za pomocą programów Vortex i Flovent 4.2 zostały rozszerzone o rozwiązanie równania dyfuzji (3.1.4), w efekcie czego otrzymano rozkłady stężenia tego znacznika w całym modelowanym obszarze.

Dla pomieszczenia tego dysponowano wynikami pomiarów stężenia znacznika gazowego w osi pionowej, pokazanej na rys. 6.1.10 jako *profil 1*, w którym mierzono również rozkład temperatury w otoczeniu strugi konwekcyjnej (rys. 7.3.2). Eksperyment ten został wykonany przez Trzeciakiewicza i in. (1999b) przede wszystkim w celu określenia położenia granicy strefy napływu i cyrkulacji. Te właśnie dane pomiarowe zostały wykorzystane przy walidacji.

Na rysunku 7.4.1a przedstawiono mapy stężenia znacznika gazowego w przekroju pionowym pomieszczenia, przechodzącym przez źródło emisji zanieczyszczenia, sporządzone na podstawie obliczeń programem Flovent 4.2 dla różnych częstotliwości wymiany powietrza od 1h⁻¹ do 7 h⁻¹. Wystąpiło podobieństwo pomiędzy tymi obrazami rozprzestrzeniania się zanieczyszczenia a obrazem przepływu zanieczyszczenia, uzyskanym przy znacznikowaniu w pomieszczeniu modelowym (rys. 7.3.1a). Zaobserwowano wpływ strumienia objętości powietrza nawiewanego na poziom wartości tych stężeń, który był najwyższy dla najmniejszej czestotliwości wymiany powietrza.



- Rys.7.4.1. Rozkłady stężeń znacznika gazowego w pomieszczeniu modelowym ze źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej dla różnych częstotliwości wymiany powietrza:
 - a) mapy w przekroju pionowym X = 1,5 m, obliczone programem Flovent 4.2,
 - b) rozkłady pionowe simpleksu w otoczeniu strugi konwekcyjnej (*profil 1* rys. 6.1.10), zmierzone i obliczone dwoma programami CFD
- Fig.7.4.1. Tracer gas concentration profiles in the model room with the heat and contaminant source in displacement ventilation for various air change rates:a) isolines in vertical section X = 1,5 m calculated from CFD code Flovent 4.2
 - b) vertical profile of the concentration simplex in the environment of the buoyant plume (*profile I* on fig. 6.1.10), measured and predicted from two CFD codes

Granica strugi zanieczyszczenia unoszonego ku górze, wyznaczona za pomocą nie zamieszczonych tu wykresów izopowierzchni stężeń, zmieniała się od 108,5 ppm przy $n = 1 \text{ h}^{-1}$ do 18 ppm przy $n = 7 \text{ h}^{-1}$. Wyraźny był też podział pomieszczenia na dwie strefy; dolną – czystą i górną – silniej zanieczyszczoną, przy czym zauważono, że granica podziału przesuwała się ku górze przy wzroście częstotliwości wymiany powietrza.

Oceny dokładności modelowania numerycznego rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń dokonano porównując dla różnych częstotliwości wymiany powietrza w pomieszczeniu zmierzone i obliczone dwoma programami CFD rozkłady simpleksu stężenia znacznika gazowego w pionowej osi pomiarowej (rys. 7.4.1b). Simpleks ten określony został jako:

$$C^* = (C - C_{min})/(C_{max} - C_{min}),$$
 (7.4.1)

a indeksy min i max dotyczyły odpowiednio minimalnych i maksymalnych wartości stężenia wzdłuż tej osi.

Z porównania tego wynikło, że:

- wyniki obliczeń każdym z dwóch programów były do siebie zbliżone: profile simpleksu miały podobny kształt, a wartości z Floventa w dolnej strefie pomieszczenia były nieco mniejsze od wyznaczonych programem Vortex,
- dla częstotliwości wymiany powietrza $n = 1 \text{ h}^{-1}$ uzyskano dobrą zgodność wyników pomiarów i obliczeń oboma programami zarówno pod względem kształtu profili, jak i wartości stężeń,
- prognozowane profile simpleksu stężenia znacznika gazowego wraz ze wzrostem prędkości nawiewania powietrza zmieniały się w niewielkim stopniu, natomiast w wynikach pomiarów zmiana ta była znacząca,
- wobec tego ze wzrostem częstotliwości wymiany powietrza rozbieżności w strefie dolnej odnośnie zarówno do gradientu simpleksu stężenia, jak i jego wartości zwiększały się, wyznaczone na podstawie wyników obliczeń wartości simpleksu były mniejsze od zmierzonych,
- określenie na podstawie wyników obliczeń położenia granicy stref było mniej jednoznaczne niż w przypadku analizy wyników pomiarów,
- w strefie górnej natomiast zmierzony i obliczony kształt profilu oraz wartości simpleksu stężenia były zgodne.

Podsumowując należy stwierdzić, że wyniki prognoz numerycznych rozkładu stężeń zanieczyszczeń w otoczeniu strugi konwekcyjnej odbiegały od odpowiadających im rezultatów pomiarowych. Na pewno spowodowane to było rozbieżnościami występującymi pomiędzy obliczonymi a zmierzonymi rozkładami parametrów powietrza w pomieszczeniu, ale także niedokładnościami w samym odwzorowaniu zjawiska dyfuzji zanieczyszczenia gazowego. Zaobserwowano jednocześnie, że różnice między rozkładami pionowymi stężenia znacznika gazowego obliczonymi różnymi programami nie były znaczące, w przeciwieństwie na przykład do rozkładów temperatury w tym samym profilu. Niestety, w wykorzystywanych programach komputerowych, zawierających podstawowe opcje modelowania CFD, nie dysponowano narzędziem, które mogłoby poprawić dokładność modelowania dyfuzji zanieczyszczeń.

7.5. Znaczenie walidacji dla poprawy wiarygodności modelowania elementarnych przepływów wentylacyjnych

W ramach walidacji dokonano sprawdzenia, w jakim stopniu zaprognozowane numerycznie elementarne przepływy wentylacyjne: strugi nawiewane, strugi konwekcyjne, przepływy recyrkulacyjne i przepływy zanieczyszczeń gazowych odwzorowywały rzeczywistość, wykorzystując w tym celu wyniki pomiarów parametrów powietrza w obiektach wentylowanych lub ich modelach fizykalnych.

Analizując przeprowadzone porównania stwierdzono występowanie zgodności pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarów, a mianowicie przynajmniej jednym z badanych programów CFD udało się osiągnąć:

- jakościowe podobieństwo obrazu przepływu dla strugi nawiewanej z kratki i dla strugi konwekcyjnej nad źródłem ciepła,
- podobne zakresy wartości uśrednionej prędkości i energii kinetycznej turbulencji w strudze nawiewanej z kratki,
- zbliżony kąt rozszerzenia strugi nawiewanej z kratki, którego miarą była wartość współczynnika mieszania m,
- zbliżone zakresy wartości, wartości średnie i dystrybuanty uśrednionej szybkości w strefie przepływów recyrkulacyjnych pomieszczenia ze strugą nawiewaną z kratki,
- zbliżone wartości maksymalne na danej wysokości nad źródłem ciepła nadwyżki temperatury powietrza oraz składowej pionowej wektora uśrednionej prędkości w strudze konwekcyjnej,
- podobieństwo kształtów pionowych profili simpleksu temperatury w otoczeniu strugi konwekcyjnej.

Miały miejsce również rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń numerycznych a wynikami pomiarów. Część z nich dotyczyła tylko starszych programów i nie pojawiła się w obliczeniach ich nowszą wersją. Niektóre jednak obserwowane były niezależnie od tego, który program komputerowy CFD wykorzystywano do symulacji. W przeprowadzonych badaniach najistotniejsze różnice w wynikach symulacji numerycznych w stosunku do przepływów rzeczywistych polegały w szczególności na:

- większym zasięgu strugi nawiewanej,
- pozornym wzroście szerokości strugi nawiewnej, spowodowanym przesunięciem bieguna strugi,
- przeszacowaniu wartości strumienia objętości powietrza prowadzonego przez strugę nawiewaną,
- nieuzasadnionym fizycznie wzroście strumienia pędu w strudze nawiewanej wraz z oddaleniem od wylotu,
- innym rozkładzie przestrzennym parametrów powietrza i braku dopasowania liniowego uśrednionej szybkości przy porównaniu "punkt w punkt" w strefie przepływów recyrkulacyjnych w pomieszczeniu z kratką nawiewną,
- innych wartościach średnich, maksymalnych i minimalnych odchylenia standardowego fluktuacji szybkości i intensywności turbulencji w strefie przebywania ludzi,
- większej szerokości strugi konwekcyjnej nad źródłem ciepła,
- większym strumieniu objętości powietrza oraz strumienia ciepła w tej strudze,
- nieco odmiennym kształcie profili pionowych i różniących się dość znacznie wartościach stężeń zanieczyszczeń gazowych w otoczeniu strugi konwekcyjnej, co było najwyraźniejsze dla dużych częstotliwości wymiany powietrza w badanym pomieszczeniu z wentylacją wyporową.

Przeprowadzona walidacja pokazała, że część z tych rozbieżności można było usunąć lub zmniejszyć, odpowiednio wykorzystując opcje dostępne w używanym programie komputerowym. Chodzi tu przede wszystkim o właściwy dobór modelu turbulencji i siatki dyskretyzacji: jej zagęszczenia i wymiarów oczek. Można było również zastosować zabiegi, które w niewielkim stopniu zmieniały charakter analizowanego przepływu, a jednocześnie pozwalały na poprawę dokładności jego modelowania. Przykładowo, stosując lokalizację kratki nawiewnej w pewnej odległości od ściany, uzyskano efekt w postaci lepszej korelacji obliczonych i zmierzonych strumieni objętości powietrza w strudze nawiewanej.

Pozostały jednak rozbieżności, których usunąć się nie udało. Należy zatem uznać, że były to błędy spowodowane założeniami upraszczającymi w modelu matematycznym przepływu, na którym bazowały programy komputerowych CFD oraz zastosowanej w nich metodzie rozwiązania numerycznego. Jakakolwiek dalsza poprawa jakości modelowania związana jest zatem z wprowadzeniem zmian wersji źródłowej programu, która może być dokonana wyłącznie przez jego autorów. Próby takie są czynione, ale dotyczą one jedynie programów o charakterze badawczym.

Wspomniane uproszczenia związane były przede wszystkim z modelem turbulencji oraz funkcjami przyściennymi. Poprawę dokładności prognozowanych rozkładów parametrów powietrza można by uzyskać wprowadzając do równań modelu funkcje lub współczynniki eksperymentalne, odpowiadające danemu typowi przepływu powietrza. Uczynili tak na przykład Kriegel i Mueller (2005) dla wentylacji wyporowej w pomieszczeniu ze źródłem ciepła, korygując funkcje przyścienne oraz człony źródłowe w równaniach transportu energii kinetycznej turbulencji i szybkości jej dyssypacji. Podobne zabiegi odnośnie do równania dyfuzji przyniosłyby zapewne efekt w postaci lepszej jakości odwzorowania rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń gazowych w pomieszczeniach wentylowanych.

Biorąc z kolei pod uwagę wpływ wykorzystanych w programie metod rozwiązania numerycznego, to powstające błędy modelowania związane są przede wszystkim z zastosowanym rzędem schematów różnicowych. Stosowana najczęściej w programach bazujących na podstawowych opcjach modelowania CFD metoda orientowania pierwszej pochodnej pod prąd związana jest ze schematem pierwszego rzędu, w którym w członach dyfuzyjnych pojawia się tzw. "dyfuzja numeryczna", mogąca być znacznie większa niż rzeczywista dyfuzja. To z kolei może być źródłem błędów polegających na przeszacowaniu prognozowanych wartości parametrów powietrza i rozmazania obrazu przepływu, obserwowanego na przykład w przekroju poprzecznym strugi nawiewanej (rys. 7.1.4b), bądź w rozkładach pionowych stężenia zanieczyszczeń gazowych. Poprawę sytuacji przynieść może tu zastosowanie schematów różnicowych wyższego rzędu, w których wpływ dyfuzji numerycznej jest znacznie ograniczony (Soerensen, Nielsen 2003). Niestety, w programach komputerowych, będących przedmiotem badań w niniejszej pracy, nie było możliwości sprawdzenia wpływu tego czynnika na wyniki obliczeń, gdyż można było korzystać jedynie z jednej metody rozwiązania numerycznego.

W wyniku przeprowadzonej walidacji w większości przypadków obliczeniowych udało się doprowadzić do poprawy wiarygodności prognoz numerycznych elementarnych przepływów wentylacyjnych. Jednak z przytoczonych w niniejszym rozdziale wywodów wynika, że pewnych błędów prognozowania numerycznego przepływów elementarnych za pomocą programów komputerowych zawierających podstawowe opcje modelowania CFD nie można wyeliminować i należy liczyć się z tym, że będą one wpływać na jakość modelowania złożonych przepływów rzeczywistych, będących przedmiotem badań relacjonowanych w następnym rozdziale pracy.

8. SPRAWDZENIE DOKŁADNOŚCI NUMERYCZNEGO MODELOWANIA PRZEPŁYWU POWIETRZA I CIEPŁA W RZECZYWISTYCH ZŁOŻONYCH POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH

Po weryfikacji dokonanej dla prostych obiektów i walidacji dla pomieszczeń wentylowanych zbliżonych do rzeczywistych, w których zachodziło jedno lub niewiele więcej zjawisk przepływowych, kolejnym krokiem sprawdzającym dokładność modelowania były, zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 4.1, badania przeprowadzone dla rzeczywistych obiektów złożonych, obejmujących całościowo zjawiska związane z systemem środowiska wewnętrznego.

Celem prac zrelacjonowanych w niniejszym rozdziale było sprawdzenie dokładności modelowania przepływu powietrza, ciepła i zanieczyszczeń w wybranych, rzeczywistych obiektach wentylowanych za pomocą programów komputerowych, bazujących na podstawowych opcjach modelowania CFD. Dokonano przy tym oceny przydatności takich programów do badań tego typu kompleksowych przepływów, na które składało się kilka elementarnych przepływów wentylacyjnych, poddanych uprzednio walidacji. Zasygnalizowano również problemy pojawiające się przy symulowaniu takich obiektów.

Do badań wybrano dwa rzeczywiste pomieszczenia wentylowane, należące do grupy obiektów edukacyjnych, różniące się między sobą zarówno geometrią, wyposażeniem, jak i rodzajem zachodzących w nich zjawisk przepływowych. Były to mianowicie:

- laboratorium badawcze o stosunkowo prostej geometrii, ze źródłami ciepła i zanieczyszczenia gazowego, z odciągiem miejscowym oraz z ogólną wentylacją mechaniczną: mieszającą z nawiewem i wywiewem powietrza górą lub wyporową, z nawiewem dołem i wywiewem górą, badane w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych, w którym na kompleksowy przepływ wentylacyjny składały się następujące elementarne przepływy: strugi nawiewane z anemostatu sufitowego lub nawiewników quasi-laminarnych, struga odciągana, struga wywiewana, struga konwekcyjna (w warunkach nieizotermicznych) oraz rozprzestrzenianie się zanieczyszczenia gazowego emitowane ze źródła punktowego;
- aula wyższej uczelni, będąca obiektem o dużych wymiarach i skomplikowanej geometrii, w której główne źródło ciepła stanowili ludzie, wyposażona w wentylację mechaniczną mieszającą z nawiewem powietrza górą i wywiewem dołem, w której na system środowiska wewnętrznego składały się przede wszystkim osiowosymetryczne strugi nawiewane z dysz dalekiego zasięgu, strugi wywiewane oraz w warunkach nieizotemicznych strugi konwekcyjne nad ludźmi.

Wybór badanych obiektów związany był z faktem dysponowania dla nich danymi eksperymentalnymi, które w pierwszej kolejności dały możliwość uzupełnienia eksperymentalnego zastosowanego modelu numerycznego poprzez odpowiednie sformułowanie warunków brzegowych przy obliczeniach numerycznych, a następnie umożliwiły sprawdzenie dokładności wyników tego modelowania

Analizując rezultaty przeprowadzonych badań numerycznych zastanowiono się także nad możliwością ich praktycznego wykorzystania do określenia różnych wielkości potrzebnych przy projektowaniu wentylacji, takich jak parametry komfortu cieplnego, czy skuteczność działania odciągów miejscowych.

8.1. Analiza procesu modelowania przepływu powietrza i zanieczyszczenia gazowego na przykładzie laboratorium z wentylacją mieszającą i wyporową

Do badań wybrano rzeczywiste laboratorium badawcze, znajdujące się w hali technologicznej Katedry Ogrzewnictwa, Wentylacji i Techniki Odpylania Politechniki Śląskiej w Gliwicach, w którym Mierzwiński i in. (2004a) przeprowadzili cykl obserwacji i pomiarów, mających na celu sprawdzenie działania odciągu miejscowego przy różnych rodzajach wentylacji mechanicznej. Obliczenia numeryczne przeprowadzono programem komputerowym CFD Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL *k-ɛ*, w warunkach ustalonych, dla siatki dyskretyzacji nierównomiernie zagęszczonej, spełniającej wymagania wyszczególnione w instrukcji programu oraz kryteria zaproponowane przez Deneva (2003), zawierającej $65 \times 78 \times 70 = 354900$ węzłów w przypadku wentylacji mieszającej oraz $67 \times 78 \times 72 = 376275$ węzłów dla wentylacji wyporowej. Dla wszystkich rozwiązywanych wariantów uzyskano rozwiązanie zbieżne, chociaż w niektórych przypadkach nieizotermicznych poziom zbieżności był wysoki.

8.1.1. Charakterystyka modelowanego obiektu i jego modelu obliczeniowego

Schemat modelowanego pomieszczenia wraz z zapleczem pomiarowym pokazano na rys. 8.1.1. Jego gabarytowe wymiary (z uwzględnieniem wnęk) były następujące: długość 6,15 m, szerokość 5,8 m oraz wysokość 3 m. Jedna z jego przegród była ścianą zewnętrzną i w niej znajdowało się okno. Wewnątrz laboratorium na stoliku o wymiarach 0,75x0,8 m znajdowało się punktowe źródło znacznika gazowego – sześciofluorku siarki, który w mieszaninie z powietrzem dawał gaz o gęstości 3.12 kg/m³. Natężenie jego emisji, określone w trakcie eksperymentu fizycznego, wynosiło 5 ml/s. W wariantach nieizotermicznych w blacie stolika zainstalowane było źródło ciepła w postaci 3 grzałek. Temperatura powierzchni stolika wynosiła średnio $g_{zr} = 123,5^{\circ}$ C, co zostało wyznaczone na podstawie badań termowizyjnych. Nad źródłem umieszczono odciąg miejscowy w postaci ssawki kołowej o średnicy $d_w = 115$ mm, przez którą odciągano $q_v = 0,139$ m³/s zanieczyszczonego powietrza oraz szczelinowy nawiewnik kołnierzowy o średnicy 300 mm.

Wentylacja ogólna w sali realizowana była w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych w dwóch wariantach jako:

1) Wentylacja mieszająca

Nawiew powietrza następował przez kwadratowy anemostat sufitowy o wymiarach 500x500 mm, o regulowanym kącie ustawienia łopatek, przy strumieniu objętości powietrza $q_{\nu} = 0,278 \text{ m}^3/\text{s}$. Wywiew miał miejsce przez wywiewnik sufitowy o wymiarach 250x400 mm, w postaci kratki o udziale swobodnej powierzchni wpływu powietrza 73%, ulokowany w suficie, usuwający $q_{\nu} = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}$ powietrza.

2) Wentylacja wyporowa

Nawiew powietrza następował przez 2 kolumnowe nawiewniki wyporowe w kształcie ćwiartki koła, o wydajności $q_v = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}$ każdy, zlokalizowane w przeciwległych rogach pomieszczenia. Wywiew powietrza $q_v = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}$ miał miejsce przez wywiewnik w postaci kratki w suficie jak przy wentylacji mieszającej.

Dla obiektu tego dla różnych wariantów działania wentylacji dysponowano wynikami znacznikowania przepływów oraz pomiarów parametrów powietrza: wartości uśrednionej szybkości i temperatury mierzonych 8-kanałowym termometrem-termoanemometrem sferycznym oraz stężenia gazu znacznikowego badanego za pomocą analizatora w punktach



Rys.8.1.1. Schemat laboratorium badawczego wraz z pomieszczeniem aparaturowym (Mierzwiński i in. 2004)

Fig.8.1.1. The scheme of the test laboratory with the installation room (Mierzwiński et al. 2004)

pomiarowych rozmieszczonych w osi centralnej pomieszczenia na różnych wysokościach oraz w czterech rogach na wysokości 1,1 m, zaznaczonych i ponumerowanych na rys. 8.1.2. Na podstawie wyników pomiarów szybkości chwilowej w odpowiednio dobranym przedziale czasowym oszacowano dla tych punktów wartości energii kinetycznej turbulencji i szybkości dyssypacji tej energii. Wyniki tych pomiarów i obliczeń wykorzystano w dalszej części rozdziału do sprawdzenia dokładności obliczeń numerycznych.

Dla laboratorium badawczego opracowano modele obliczeniowe dla wybranych wariantów pomiarowych, pokazane na rys. 8.1.3, wykorzystując przy tym w pełni możliwości programu Flovent 4.2, scharakteryzowane w podrozdziale 5.1. Potrzebne do obliczeń dane i warunki brzegowe: geometryczne, kinetyczne i cieplne uzyskano z inwentaryzacji pomieszczenia i eksperymentu fizycznego. Przy tworzeniu modeli okazało się niezbędne dokonanie pewnych, wymaganych przez program, założeń upraszczających obiekt:

 ssawkę kołową zastąpiono kwadratową kratką wywiewną o boku 10 cm, stanowiącą gotowy element z biblioteki programu Flovent, zachowując w ten sposób pole powierzchni wlotu tego odciągu,

- przewód ssawny, odprowadzający powietrze z ssawki, odwzorowano jako zamknięty prostopadłościenny obszar, nie objęty obliczeniami numerycznymi,
- w pierwszej wersji obliczeń anemostat został zamodelowany w postaci gotowego elementu programu, mającego symulować taki nawiewnik, powietrze wypływało z niego prostopadle do powierzchni otworów nawiewnych,
- każdy z nawiewników quasi-laminarnych został odwzorowany jako dwa prostopadłe względem siebie gotowe elementy symulujące kratkę nawiewną o polu powierzchni całkowitej i swobodnej powierzchni wypływu powietrza równej odpowiednim wartościom w nawiewniku rzeczywistym

Przyjęta w obliczeniach średnia prędkość powietrza w otworach nawiewnych wynikała ze strumienia objętości powietrza wprowadzanego do pomieszczenia. Energię kinetyczną turbulencji oraz szybkość dyssypacji tej energii w nawiewnikach określono zadając wartość intensywności turbulencji bezpośrednio w tych otworach. Dla wentylacji mieszającej początkowo była to wartość typowa dla strugi wypływającej z anemostatu $T_{uN} = 60\%$. Potem w niektórych przypadkach dokonano korekty obliczeń z uwzględnieniem wyników pomiaru tego parametru w pobliżu rzeczywistego nawiewnika. Również w przypadku wentylacji wyporowej posłużono się wartością intensywności turbulencji w strudze zmierzoną w pobliżu rzeczywistego nawiewnika quasi-laminarnego. Średnia wartość tego parametru wynosiła $T_{uN} = 20\%$.



- Rys.8.1.2. Rozmieszczenie i numeracja punktów pomiaru szybkości i temperatury powietrza oraz stężenia zanieczyszczenia (oznaczonych numerami od 1 do 8) w laboratorium badawczym z wentylacją mieszającą lub wyporową (Mierzwiński i in. 2004)
- Fig.8.1.2. Localization and numeration of air speed and temperature and contamination concentration test points (designated by numbers from 1 to 8) in the test laboratory in mixing or displacement ventilations (Mierzwiński et al. 2004)



- Rys.8.1.3. Schematy obliczeniowe laboratorium badawczego ze źródłem ciepła i zanieczyszczenia, wygenerowane przez program Flovent 4.2 dla dwóch systemów wentylacji ogólnej
- Fig.8.1.3. Simulated models of the test laboratory with the heat and contaminant sources obtained from CFD code Flovent for two systems of general ventilation

8.1.2. Prognozowanie przepływów powietrza i zanieczyszczenia gazowego w pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacją mieszającą i porównanie wyników obliczeń z eksperymentem

Wyniki obliczeń numerycznych wykonanych dla pomieszczenia laboratoryjnego z wentylacją mieszającą dla warunków przepływu izotermicznego i nieizotermicznego przedstawiono na rys. 8.1.4 w postaci izopowierzchni uśrednionej prędkości i stężenia SF₆. Posłużyły one w dalszym ciągu do oceny jakościowej poprawności zamodelowania przepływu przez porównanie z obrazem przepływu powietrza w rzeczywistym obiekcie uzyskanym przez znacznikowanie dymem, pokazanym na rys. 8.1.5.



- Rys.8.1.4. Rozkład izopowierzchni uśrednionej prędkości i stężenia SF₆ w laboratorium badawczym z wentylacją mieszającą, obliczony programem Flovent 4.2
- Fig.8.1.4. Distribution of the mean velocity and concentration SF₆ iso surfaces in the test laboratory in mixing ventilation, calculated from CFD code Flovent 4.2

W warunkach izotermicznych (rys. 8.1.4a) obliczona struga nawiewana wypływała z nawiewnika poziomo wzdłuż sufitu w czterech kierunkach, a następnie spływała po ścianach, powodując wytworzenie strefy zastoju w środkowej części pomieszczenia, gdzie znajdowały się źródło zanieczyszczenia i ssawka. Brak wyraźnego przepływu powietrza przyczyniał się do prognozowania niezakłóconego zasysania powietrza przez odciąg. Większość emitowanych zanieczyszczeń była więc porywana przez ssawkę, co wpływało na obniżenie obliczonej wartości stężeń zanieczyszczenia w laboratorium w większej odległości od otworu wlotowego ssawki.

Wizualizacja przepływu powietrza w laboratorium nie potwierdziła prognozowanego obrazu wypływu powietrza z nawiewnika, które w rzeczywistości wypływało równomiernie we wszystkich kierunkach (rys. 8.1.5b). Nie zaobserwowano również obecności strefy zastoju w rejonie ssawki. Badania *in situ* wskazywały też na zakłócanie pracy ssawki przez przepływające powietrze i unoszenie zanieczyszczeń do laboratorium.



c)

Rys.8.1.5. Znacznikowanie przepływu powietrza dymem w laboratorium przy wentylacji mieszającej w warunkach izotermicznych (Mierzwiński i in.2004a): a) i b) – nawiewnik; c) i d) – źródło zanieczyszczeń, rejon odciągu miejscowego

Fig.8.1.5. Airflow demarcation by the fume in the laboratory in mixing ventilation under isothermal conditions (Mierzwiński et al. 2004a): a), b) - diffuser; c), d) - contamination source, local exhaust zone

Wszystkie te obserwacje znalazły potwierdzenie podczas porównania ilościowego obliczonych i zmierzonych wartości parametrów powietrza w punktach pomiarowych rozmieszczonych w osi centralnej pomieszczenia na różnych wysokościach oraz w czterech rogach na wysokości 1,1 m, zaznaczonych i ponumerowanych na rys. 8.1.2. Z porównań wartości tych parametrów przedstawionych na zbiorczym wykresie na rys. 8.1.13 w dalszej części podrozdziału wynikało, że:

- występowało znaczne zaniżenie wartości obliczonych uśrednionych szybkości powietrza w stosunku do wyników pomiarów (średnio 5-10-krotne), a obliczone wartości steżenia były dużo mniejsze od zmierzonych (średnio15-20-krotne),
- obliczone numerycznie wartości stężenia na wlocie do ssawki przewyższały wartość zmierzoną w tym otworze (średnio 2-krotnie),
- w wywiewniku na suficie, dokąd docierały jedynie niewielkie ilości zanieczyszczeń powietrza, obliczone wartości stężenia były znacznie mniejsze od steżenia zmierzonego.

Szczegółowe porównanie średnich wartości wymienionych parametrów w osi centralnej na poziomie 1,1 m i w ssawce przedstawiono w zbiorczej tab. 8.1.2 w dalszej części podrozdziału.

W warunkach nieizotermicznych wpływ na obraz przepływu powietrza i zanieczyszczenia gazowego w pomieszczeniu miała, oprócz strugi nawiewanej, struga konwekcyjna powstająca nad źródłem ciepła. Prognozowany obraz tej strugi pokazano na rys. 8.1.6 w postaci mapy temperatury w przekroju pionowym pomieszczenia przechodzącym przez źródło ciepła i ssawkę. Jej oddziaływanie na rozkład izopowierzchni stężeń SF₆, przedstawionych na rys. 8,1,4b, było wyraźne. Powodowała ona unoszenie zanieczyszczonego powietrza znad źródła ku górze pomieszczenia. Natomiast nie odgrywała tak istotnej roli w kształtowaniu pola uśrednionej prędkości, co stwierdzono na podstawie obserwacji rozkładów izopowierzchni tej wielkości w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych.



Rys.8.1.6. Mapa temperatury w przekroju pionowym X = 1,8 m laboratorium badawczego z wentylacją mieszającą

Fig. 8.1.6. Map of temperature in the vertical section X = 1.8 m of the test laboratory in mixing ventilation

8.1.3. Prognozowanie przepływów powietrza i zanieczyszczenia gazowego w pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacją wyporową i porównanie wyników obliczeń z eksperymentem

Wyniki obliczeń numerycznych wykonanych dla pomieszczenia laboratoryjnego z wentylacją wyporową dla warunków przepływu izotermicznego i nieizotermicznego przedstawiono na rys. 8.1.7 w postaci izopowierzchni uśrednionej prędkości i stężenia SF₆. Posłużyły one do oceny jakościowej zamodelowanego przepływu przez porównanie z przepływem w rzeczywistym obiekcie, zwizualizowanym znacznikiem dymowym, pokazanym na rys. 8.1.8 w warunkach nieizotermicznych jako pełniej uwzględniających wszystkie zjawiska zachodzące przy wentylacji wyporowe.

Zaobserwowano, że w tym przypadku znaczny wpływ na obraz przepływu powietrza i zanieczyszczenia w pomieszczeniu miała struga konwekcyjna, tworząca się nad źródłem cjepła, widoczna na mapie temperatury w pionowym przekroju, przechodzącym przez grzany stolik i źródło zanieczyszczeń, przedstawionej na rys. 8.1.9. Powodowała ona unoszenie powietrza i zanieczyszczeń ku górze pomieszczenia, a co za tym idzie - wzrost prędkości w rejonie ssawki w porównaniu z warunkami izotermicznymi.




Fig.8.1.7. Distribution of the mean velocity and concentration SF₆ iso surfaces in the test laboratory in displacement ventilation, calculated from CFD code Flovent 4.2



Rys.8.1.8.	Znaczniko	owanie	ruchu	powietrza
	dymem w	v labor	ratorium	z wentylacja
	wyporowa	ą w	warunkac	h nieizoter-
	micznych	(Mierz	wiński i i	n. 2004a)

Fig.8.1.8. Airflow demarcation by the fume under non-isothermal conditions in the test laboratory in displacement ventilation (Mierzwiński et al. 2004a)



Rys. 8.1.9. Mapa temperatury w przekroju pionowym X = 1,8 m laboratorium badawczego z wentylacją wyporową

Fig. 8.1.9. Map of temperature in the vertical section X = 1,8 m of the test laboratory in displacement ventilation

Również na przykładzie wariantu nieizotermicznego dokonano porównania wyników obliczeń numerycznych parametrów powietrza z rezultatami pomiarów w wybranych punktach pomieszczenia, co przedstawiono dla poszczególnych parametrów powietrza na rys. 8.1.10 i 8.1.11. Średnie wartości parametrów w osi na wysokości pomieszczenia na poziomie 1,1 m oraz w ssawce porównano w tab. 8.1.1 z odpowiednimi średnimi wartościami zmierzonymi.

Tabela 8.1.1

Zmierzone i obliczone numerycznie średnie wartości parametrów w osi pionowej na poziomie 1,1m i w ssawce w pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacją wyporowa w warunkach nieizotermicznych

	W osi pionowej		Na pozio	W ssawce	
_	Uśredniona szybkość	Stężenie SF ₆	Uśredniona szybkość	Stężenie SF ₆	Stężenie SF ₆
	m/s	ppm	m/s	ppm	ppm
pomiar	0,062	5,84	0,046	0,284	14,5
CFD	0.066	2,9E-5	0,084	2,55E-4	1,81

| pc

Z porównań wartości parametrów zmierzonych i obliczonych wynikały następujące spostrzeżenia:

- W osi pomieszczenia zakres wartości uśrednionych szybkości obliczonych i zmierzonych w poszczególnych punktach oraz ich wartości średnie były zbliżone, natomiast w punktach na poziomie 1,1 m zaobserwowano większe wartości uśrednionej szybkości obliczone niż zmierzone, przy czym dla średniej wartości na tym poziomie różnica ta wynosiła prawie 100%.
- Wartości stężenia SF₆ zmierzone w punktach pomiarowych w pomieszczeniu i w ssawce były znacznie większe od odpowiadających im obliczonych, dotyczyło to także ich średnich wartości.
- W przypadku obliczonego rozkładu temperatury w osi strugi nie zaobserwowano gradientu charakterystycznego dla wentylacji wyporowej i występującego w wynikach pomiarów,

chociaż zmierzone i obliczone wartości temperatury w górnej strefie pomieszczenia były bardzo zbliżone.

- Zmierzone wartości energii kinetycznej turbulencji były większe od obliczonych, a różnice między nimi były duże, zwłaszcza u góry i u dołu pomieszczenia.
- Obliczone wartości szybkości dyssypacji energii kinetycznej turbulencji w środku wysokości pomieszczenia znacznie przewyższały wartości zmierzone.



- Rys.8.1.10. Porównanie zmierzonych i obliczonych wartości uśrednionej szybkości i stężenia SF₆ w laboratorium z wentylacją wyporową w warunkach nieizotermicznych w punktach pomiarowych (na rys. 8.1.2):
 a) w osi centralnej wzdłuż wysokości,
 b) na wysokości 1,1 m
- Fig.8.1.10. Comparison of the measured and predicted air mean speed and the concentration SF₆ values in the laboratory in displacement ventilation at the test points (in Fig. 8.1.2):
 a) in the central axis along the height,
 - b) on the elevation of 1.1 m



- Rys.8.1.11. Porównanie zmierzonych i obliczonych wartości parametrów powietrza w punktach pomiarowych w laboratorium z wentylacją wyporową w warunkach nieizotermicznych w osi wzdłuż wysokości (na rys. 8.1.2): a) temperatury,
 - b) energii kinetycznej turbulencji,
 - c) szybkości dyssypacji energii kinetycznej turbulencji
- Fig.8.1.11. Comparison between the measured and predicted air parameter values at the test points in the laboratory in displacement ventilation under non-isothermal conditions in the axis along the height (in Fig. 8.1.2):a) temperature,
 - b) kinetic energy of turbulence,
 - c) dissipation rate of the kinetic energy of turbulence

8.1.4. Próby doskonalenia prognoz numerycznych z wykorzystaniem eksperymentalnej identyfikacji przepływu

Analiza obliczonych numerycznie rozkładów parametrów powietrza i zanieczyszczenia gazowego w pomieszczeniu oraz ich jakościowe i ilościowe porównanie z wynikami badań eksperymentalnych, przeprowadzonych w rzeczywistym laboratorium, wskazywały na istnienie rozbieżności pomiędzy prognozą a rzeczywistością. Celem prac relacjonowanych w podrozdziale było znalezienie przyczyn występujących niedokładności modelowania numerycznego rozprzestrzeniania się zanieczyszczenia gazowego, a następnie ich usunięcie albo przynajmniej zmniejszenie.

W ramach walidacji przeprowadzonej w podrozdziale 7.4 wykazano występowanie różnic pomiędzy prognozami numerycznymi a wynikami pomiarów rozkładów steżenia zanieczyszczenia gazowego i starano się dowieść, skad one wynikaja. Wszystko wskazywało na to, że w obecnie badanym przypadku laboratorium z wentylacja mieszająca dodatkowym źródłem takich rozbieżności mogła być błędna symulacja warunków pracy ssawki. To z kolej spowodowane było nieprawidłowym odwzorowaniem pola uśrednionej prędkości powietrza w pomieszczeniu, zwłaszcza w rejonie emisji zanieczyszczenia i tego odciagu miejscowego. Pole to generowane było przez nawiewnik, wiec właśnie w sposobie modelowania jego i wypływających z niego strug dopatrywano się głównej przyczyny niedokładnej prognozy rozkładów parametrów powietrza i zanieczyszczenia gazowego w laboratorium. Dlatego też postanowiono sprawdzić, czy korekta modelowania nawiewnika wpłynie na poprawe dokładności prognozowania w całym pomieszczeniu. W dalszym ciągu pokazano sposób postępowania i jego efekty na przykładzie wariantu wentylacji mieszającej w warunkach izotermicznych. Przy wyborze kierunku działań wzięto pod uwagę wyniki wizualizacji i pomiarów in situ oraz uwzględniono ograniczone w tym zakresie możliwości programu Flovent.

W pierwszej kolejności sprawdzono, czy urealnienie warunków brzegowych w otworze nawiewnym przez ich uzupełnienie eksperymentalne przyczyni się do polepszenia prognozy. Wobec tego obliczenia numeryczne powtórzono zadając jako warunek brzegowy w nawiewniku, pochodzącą z pomiarów w laboratorium, średnią wartość intensywności turbulencji wyznaczoną na podstawie pomiarów w pobliżu rzeczywistego anemostatu i wynoszącą $T_{uN} = 20\%$. Analiza nie przytoczonych tutaj wyników obliczeń wykazała brak wyraźnego wpływu tej zmiany na pole przepływu powietrza w laboratorium, co potwierdzało wnioski z badań dotyczących tego warunku brzegowego, przeprowadzonych przez innych autorów (Joubert i in. 1996).

Kolejnym krokiem w kierunku urealnienia pola prędkości była zmiana kąta wypływu powietrza z nawiewnika. Przyjęto do obliczeń kąt 35°, odpowiadający kątowi nachylenia stożków w rzeczywistym anemostacie. Wywołało to zmianę obrazu przepływu powietrza w laboratorium w porównaniu z wynikami obliczeń dla kąta 0° (rys. 8.1.4a). Widoczne to było na rys. 81.12a, przedstawiającym rozkład izopowierzchni uśrednionej prędkości. Cztery strugi wypływające z nawiewnika nie przyklejały się do sufitu, lecz szybko opadały w dół, wytwarzając duże prędkości w strefie pod nawiewnikiem. Nie przyczyniło się to jednak do poprawy jakości modelowania pola prędkości w rejonie ssawki oraz w punktach pomiarowych, co zauważono porównując na rys. 8.1.13a linie oraz symbole granatowe i różowe.

Gdy przyjrzano się dokładniej geometrii gotowego elementu programu Flovent, mającego symulować anemostat, okazało się, że jego konstrukcja była znacznie uproszczona w stosunku do rzeczywistego nawiewnika. Był to mianowicie jedynie czterostronny nawiew przez otwory prostokątne. Wobec tego podjęto próbę innego zamodelowania nawiewnika tak, aby osiągnąć cel nadrzędny w postaci właściwie odwzorowanego obrazu przepływu powietrza w pomieszczeniu, zwłaszcza pod sufitem i w rejonie źródła zanieczyszczenia i ssawki. Możliwości programu Flovent w tym zakresie były jednak dość ograniczone.

Na podstawie przeprowadzonych licznych prób wyprowadzono wniosek, że oczekiwany efekt można uzyskać za pomocą nawiewnika talerzowego, zamodelowanego w postaci kwadratowej kratki nawiewnej w suficie i znajdującej się w pewnej odległości pod nim prostokątnej przeszkody o wymiarze odpowiadającym wymiarowi rzeczywistego anemostatu.

a) Anemostat przy kącie nawiewania 35°





b) Nawiewnik talerzowy



c) Nawiewnik talerzowy zmodyfikowany



- Rys.8.1.12. Rozkład izopowierzchni uśrednionej prędkości i stężenia SF₆ w laboratorium z wentylacją mieszającą w warunkach izotermicznych, obliczony programem Flovent 4.2 przy różnych sposobach modelowania nawiewnika
- Fig.8.1.12. Distribution of the mean velocity and concentration SF₆ iso surfaces in the test laboratory in mixing ventilation, calculated from CFD code Flovent 4.2 by various ways of the diffuser simulation

Obserwując izopowierzchnie uśrednionej prędkości, pokazane na rys. 8.1.12b zauważono, że prognozowany obraz wypływu powietrza z tak zamodelowanego nawiewnika był bardziej niż uprzednim przypadku zbliżony do rzeczywistego. Struga nawiewana rozpływała się równomiernie we wszystkich kierunkach wzdłuż sufitu, jednak zbyt szybko opadała w dół pomieszczenia. W wyniku tego wartości uśrednionej szybkości w punktach pomiarowych mniej różniły się od zmierzonych, chociaż nadal występowały rozbieżności przy podłodze i w punkcie 7 czyli w rejonie pod otworem nawiewnym (rys. 8.1.13a). Także średnie wartości uśrednionej szybkości (tab. 8.1.2) były bardziej zbliżone do otrzymanych z pomiaru.

Sprawdzono, jak poprawa dokładności odwzorowania uśrednionej szybkości w przypadku zastosowania nawiewnika talerzowego wpłynęła na jakość modelowania rozkładu stężenia SF₆ (rys. 8.1.12b). W wyniku zakłócenia pracy ssawki przez przepływające powietrze nastąpiła już zmiana na korzyść, ale nie była ona jeszcze w pełni zadowalająca. Część zanieczyszczeń nie była porywana przez ssawkę i wydobywała się do pomieszczenia. Obliczone wartości stężenia w pomieszczeniu były jednak jeszcze zbyt małe w porównaniu ze zmierzonymi (rys. 8.1.13b), a wartości w ssawce znacznie przekraczały rzeczywiste (tab. 8.1.2).

Okazało się, że również dokładność zamodelowania parametrów modelu turbulencji (rys. 8.1.14): energii kinetycznej turbulencji i szybkości dyssypacji tej energii była znacznie lepsza dla nawiewnika symulowanego w ten sposób, niż w przypadkach stosowania różnych wersji gotowego elementu programu.

Idąc dalej w tym kierunku, postanowiono poprawić prognoze przez korekte geometriji nawiewnika talerzowego. Metodą prób i błędów otrzymano zmodyfikowany nawiewnik, w którym nawiew powietrza następował od strony talerza w kierunku do góry. Obliczenia numeryczne przeprowadzone dla takiego nawiewnika wymagały znacznego zageszczenia siatki dyskretyzacji w rejonie jego bezpośredniego oddziaływania. Przyjęto wobec tego siatke z 69×65×71 węzłami, z lokalnym zagęszczeniem 122×5×131, czyli łącznie z 388547 węzłami. Dzięki zastosowaniu tego nawiewnika uzyskano w miarę równomierny rozpływ powietrza wzdłuż sufitu i przyleganie strugi do niego (rys. 8.1.12c po lewej) tak, jak na to wskazywała identyfikacja eksperymentalna przepływu powietrza w rzeczywistym objekcje. Jednocześnie, jak w rzeczywistości, strugi powietrza oddziaływały na ssawkę, powodując zakłócenie jej pracy i porywanie zanieczyszczenia do pomieszczenia (rys. 8.1.12c po prawej). W efekcie tego nastapiła poprawa dokładności prognozowania rozkładu stężenia zanieczyszczenia gazowego, zwłaszcza w części środkowej i górnej laboratorium (rys. 8.1.13b). Znacznie zwiększyły się też w porównaniu z poprzednimi prognozami wartości średnie tego parametru w osi centralnej, na poziomie 1,1 m oraz w ssawce (tab. 8.1.2). Za zadowalajace można też uznać wyniki obliczeń parametrów powietrza w punktach pomiarowych (rys. 8.1.13a i 8.1.14) oraz ich wartości średnie, zestawione w tab. 8.1.2.

Stosując korektę sposobu modelowania nawiewnika udało się więc w znacznej mierze poprawić dokładność prognozowania rozkładu zanieczyszczenia gazowego w badanym laboratorium. Możliwości obliczeniowe programu Flovent nie pozwoliły niestety na bardziej dokładne odwzorowanie anemostatu i wypływającej z niego strugi powietrza, stąd też osiągnięta dokładność modelowania pola uśrednionej prędkości i parametrów turbulentnych w pomieszczeniu była największa z możliwych przy zastosowaniu tego programu. Ponadto przyjęty do obliczeń model turbulencji k- ε opracowany był dla turbulencji izotropowej i średnich wirów. Nie dawał możliwości odwzorowania dużych wirów, powodujących występowanie okresowo zmiennej cyrkulacji przepływów, obserwowanej w warunkach rzeczywistego laboratorium przez Mierzwińskiego i in. (2004a). Wobec tego występowały rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarów uśrednionej szybkości, które wywierały wpływ na dokładność modelowania rozprzestrzeniania się zanieczyszczenia gazowego.



Rys.8.1.13. Porównanie zmierzonych i obliczonych przy różnych sposobach modelowania nawiewników wartości uśrednionej szybkości i stężenia SF₆ w laboratorium z wentylacją mieszającą w warunkach izotermicznych w punktach pomiarowych (pokazanych na rys. 8.1.2):
a) w osi centralnej wzdłuż wysokości,
b) na wysokości 1,1 m

Fig.8.1.13. Comparison between the measured and predicted (by various ways of the diffuser simulation) values of air mean speed and concentration SF₆ in the laboratory in mixing ventilation under isothermal conditions at the test points in the laboratory (in Fig. 8.1.2):
a) in the central axis along the height,
b) on the elevation of 1.1 m

Tabela 8.1.2

Zmierzone i obliczone numerycznie średnie wartości parametrów powietrza w osi pionowej, na poziomie 1,1 m i w ssawce w pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacją mieszającą w warunkach izotermicznych

	W osi pionowej		Na poziomie 1,1 m		W ssawce
	uśredniona szybkość	stężenie SF ₆	uśredniona szybkość	stężenieSF ₆	stężenie SF ₆
	m/s	ppm	m/s	ppm	ppm
pomiar	0,21	2,708	0,18	2,31	13,59
CFD anemostat 0°	0,049	0,012	0,037	0,025	35,65
CFD anemostat 35°	0,055	1,16	0,098	0,92	30,56
CFD nawiewnik talerzowy	0,224	0,429	0,112	0,21	45,67
CFD nawiewnik talerzowy zmodyfikowany	0,144	1,396	0,10853	1,08853	27,07



Rys.8.1.14. Porównanie zmierzonych i obliczonych przy różnych sposobach modelowania nawiewników wartości: a) energii kinetycznej turbulencji,

b) szybkości dyssypacji energii kinetycznej turbulencji w punktach pomiarowych w osi wzdłuż wysokości (na rys. 8.1.2) laboratorium z wentylacją mieszającą w warunkach izotermicznych

Fig.8.1.14. Comparison between the measured and predicted (by various ways of the diffuser simulation) values of air parameters: a) kinetic energy of turbulence,

b) dissipation rate of the kinetic energy of turbulence, at the test points axis along the height (in Fig. 8.1.2) of the laboratory in mixing ventilation under isothermal conditions

8.1.5. Możliwości wykorzystania wyników obliczeń numerycznych do wyznaczenia skuteczności działania odciągu miejscowego

Mimo występujących niedokładności w modelowaniu rozprzestrzeniania się zanieczyszczenia gazowego powietrza podjęto próbę sprawdzenia, czy możliwe jest wykorzystanie prognoz numerycznych do określenia skuteczności działania odciągu miejscowego. Pozytywny wynik takiego testu mógłby rozszerzyć zastosowanie programów CFD przy projektowaniu wentylacji miejscowej w pomieszczeniach. Badania przeprowadzono na przykładzie ssawki zainstalowanej w laboratorium, dla wszystkich analizowanych w poprzednich podrozdziałach wariantów wentylacji mieszającej i wyporowej, w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych, dla różnych sposobów modelowania nawiewnika.

Do obliczenia skuteczności posłużono się wzorem:

$$\eta = \frac{q_{mgo}}{q_{mge}}, \qquad (8.1.1)$$

gdzie: qmee- strumień masy zanieczyszczenia wychwytywanego przez odciąg miejscowy

- wyznaczony na podstawie znajomości strumienia objętości powietrza odciąganego przez ssawkę i rozkładu stężenia zanieczyszczenia, obliczonego numerycznie w płaszczyźnie wlotowej ssawki,
- q_{mge} strumień masy zanieczyszczenia emitowanego przez źródło, będący warunkiem brzegowym do obliczeń numerycznych, zaczerpnięty z danych pomiarowych i

Prognozowane wartości skuteczności działania ssawki zestawiono w tab. 8.1.3, gdzie również porównano je z wartościami tej wielkości, wyznaczonymi z tego samego wzoru na podstawie wyników pomiarów *in situ*. Analizując wyniki, zauważono, że w większości przypadków obliczeniowych z wentylacją mieszającą zanieczyszczenia prawie w całości usuwane były przez ssawkę, której skuteczność działania prognozowano jako znacznie wyższą, niż wynikałoby to z danych pomiarowych. Wyjątkiem był wariant z nawiewnikiem talerzowym zmodyfikowanym w warunkach izotermicznych, w którym uzyskano prognozowaną wartość skuteczności działania ssawki zbliżoną do zmierzonej. Wariant ten uznano też za najlepszy z punktu widzenia modelowania przepływu powietrza i gazu w pomieszczeniu. Wynika stąd, że aby wyniki obliczenia skuteczności działania odciągu przy wykorzystaniu modelowania numerycznego CFD były wiarygodne w sensie ilościowym konieczne jest poprawne odwzorowanie przepływu powietrza i zanieczyszczenia w całym wentylowanym obiekcie.

Skuteczność działania ssawki, wyznaczona na podstawie wyników obliczeń, w przypadku wentylacji wyporowej była niższa niż przy wentylacji mieszającej. Prognozowane numerycznie oddziaływanie źródła ciepła na skuteczność działania odciągu było odmienne, niż wskazywały wyniki pomiarów. Przy wentylacji mieszającej w większości przypadków skuteczności te rosły, choć w niewielkim stopniu, natomiast przy wentylacji wyporowej wyraźnie zmalały. Natomiast zmierzone skuteczności zachowały się zupełnie odwrotnie: zmalały przy wentylacji mieszającej i wzrosły przy wentylacji wyporowej.

Należy jednak zauważyć, że przy wyznaczaniu skuteczności działania odciągu na podstawie wyników obliczeń numerycznych posłużono się nieco inną metodą niż przy korzystaniu z danych pomiarowych, gdzie do obliczenia q_{mgo} , zgodnie z definicją, użyto stężenia zanieczyszczenia zmierzonego w przewodzie odprowadzającym ssawki.

Tabela 8.1.3

Wariant		<i>q_{mgo}</i> w ssawce obliczone	Skuteczność działania ssawki obliczona	Skuteczność działania ssawki zmierzona	
		mg/s	%	%	
	anemostat 0°	15,44	99,0		
Wentylacja mieszająca - izotermiczny	anemostat 35°	13,24	84,9		
	nawiewnik talerzowy	14,46	92,7	Seria 1: 75,0 Seria 2: 86,9	
	nawiewnik talerzowy zmodyfikowany	11,39	73		
Wentylacja mieszająca - nieizotermiczny	anemostat 0°	15,35	98,4	Seria 1: 26,9 Seria 2: 20,5	
	anemostat 35°	15,44	99,0		
	nawiewnik talerzowy	15,09	96,7		
	nawiewnik talerzowy zmodyfikowany	15,05	96,4		
Wentylacja wyporowa - izotermiczny	quasi-laminarny	8,095	51,9	Seria 1: 33,3 Seria 2: 38,2	
Wentylacja wyporowa - nieizotermiczny	quasi-laminarny	5,113	32,8	Seria 1: 85 Seria 2: 69	

Porównanie zmierzonych i obliczonych skuteczności działania odciągu miejscowego w pomieszczeniu laboratoryjnym z wentylacją mieszająca i wyporowa

Zastosowany w modelu obliczeniowym laboratorium sposób modelowania ssawki jako gotowego elementu symulującego kratkę wywiewną, zlokalizowanego na wydzielonym z obliczeń zamkniętym elemencie prostopadłościennym, nie dawał takiej możliwości. Do obliczenia strumienia masy zanieczyszczenia wychwytywanego przez odciąg wykorzystano wobec tego wyniki pochodzące z samej ssawki. W celu uchwycenia ewentualnego wpływu tej rozbieżności dokonano zmiany sposobu odwzorowania odciągu miejscowego i wywiewnika tak, aby można było uzyskać dane o rozkładzie stężenia SF₆ w przewodzie odciągowym i wywiewnym. Zamodelowano je mianowicie jako otwarte prostopadłościany, przez które następował przepływ powietrza do znajdującej się na ich końcu kratki wywiewnej.

Na podstawie prognoz uzyskanych po takiej korekcie geometrii ponownie wykonano bilans masy zanieczyszczenia w pomieszczeniu i określono skuteczność działania ssawki na podstawie wzoru (8.1.1). Nie stwierdzono większych różnic w stosunku do poprzedniej wersji modelowania ssawki i wywiewnika. Okazało się więc, że dla zapewnienia poprawności obliczenia skuteczności działania odciągu przy wykorzystaniu modelowania numerycznego CFD konieczna była przede wszystkim prawidłowa symulacja warunków pracy ssawki i rozkładów zanieczyszczeń w całym wentylowanym obiekcie. W przeciwnym bowiem przypadku wyniki obliczeń skuteczności działania odciągu miejscowego przy wykorzystaniu prognoz numerycznych nie były w pełni wiarygodne.

Z przeprowadzonych analiz należy też wywnioskować, że program komputerowy, bazujący na podstawowych opcjach modelowania CFD, może być wykorzystywany do porównywania skuteczności działania różnych odciągów miejscowych pracujących w tych samych warunkach lub tego samego odciągu w różnych warunkach.

8.2. Analiza procesu modelowania przepływu powietrza i ciepła w dużym obiekcie wentylowanym o złożonej geometrii na przykładzie auli

Celem prac zrelacjonowanych w niniejszym podrozdziale było zbadanie możliwości i dokładności prognozowania rozdziału powietrza w wentylowanych obiektach o dużych wymiarach i złożonej geometrii, w których wytworzone pole przepływu powietrza miało skomplikowany charakter. Uczyniono to na przykładzie rzeczywistej auli nr 100 im. Stanisława Ochęduszki, znajdującej się w gmachu B Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach, przedstawionej na zdjęciach na rys. 8.2.1. Dla obiektu tego wykonano obliczenia numeryczne przy użyciu dwóch programów komputerowych CFD:

- Vortex ze standardowym modelem turbulencji k-ε,

- Flovent 4.2 z modelem turbulencji LVEL k-ε.

Przystępując do modelowania numerycznego takiego obiektu należało w pierwszej kolejności zdać sobie sprawę z konieczności rozwiązania kilku charakterystycznych dla nich problemów (Murakami 1992) i (Aneks 26 1998).

8.2.1. Problemy występujące przy modelowaniu przepływu powietrza i ciepła w dużych obiektach wentylowanych

Problemy pojawiające się przy modelowaniu przepływu w dużych obiektach wentylowanych podzielić można na związane z:

- dużymi wymiarami,
- złożoną geometrią,
- skomplikowanym charakterem przepływu.

W dalszym ciągu problemy te zostały sprecyzowane, podano sposoby ich rozwiązania: ogólne oraz w odniesieniu do użytych w obliczeniach programów komputerowych CFD.

Duże wymiary modelowanej przestrzeni pociągają za sobą konieczność stosowania odpowiednio rzadkiej siatki dyskretyzacji, gdyż w przeciwnym przypadku znacznie zwiększyłyby się wymagania odnośnie do pamięci komputera i czasu obliczeń. Przy modelowaniu przepływów turbulentnych, zwłaszcza w rejonie strug nawiewanych i przyściennym, duże wymiary powodują błędy obliczenia numerycznego. Dlatego też bardzo istotne jest jednoczesne przeanalizowanie rzeczywiście wymaganej dokładności obliczeń i nakładów komputerowych poniesionych dla jej uzyskania.

Ponadto w pomieszczeniach o dużych rozmiarach znaczący wpływ na przepływ powietrza wywiera wypór termiczny. Dzieje się tak dlatego, iż pęd strug nawiewanych maleje wraz z odległością od nawiewnika, podczas gdy pęd strug konwekcyjnych rośnie wraz z wysokością. Efekt ten jest zwiększony przez fakt otaczania dużego pomieszczenia przez odpowiednio duże powierzchnie ścian znajdujące się pod wpływem termicznego środowiska zewnętrznego. Dlatego przy modelowaniu numerycznym dużych przestrzeni istotne jest dokładne odwzorowanie procesów wymiany ciepła przez powierzchnie, takich jak naturalna i mieszana konwekcja, promieniowanie słoneczne, promieniowanie długofalowe (podczerwone), przepływ ciepła przez ściany zewnętrzne i akumulacja ciepła w przegrodach budowlanych.



a)

b)





- Rys.8.2.1. Widok modelowanej sali audytoryjnej w kierunku:a) ściany czołowej z zespołem nawiewników,b) rzędów ławek w układzie amfiteatralnym
- Fig.8.2.1. View of the simulated auditorium in the following directions:a) the front wall with the inlets set,b) the rows of desks in the amphitheatre configuration

Złożona geometria obiektu wymaga zastosowania do jej zasymulowania programów CFD posiadających możliwości odwzorowania różnych kształtów geometrycznych.

Skomplikowany charakter pola przepływu w dużych pomieszczeniach jest związany z faktem, że są to:

Przepływy eliptyczne

Składają się na nie strugi wprowadzane (nawiewane, konwekcyjne), przepływy przyścienne, przepływy recyrkulacyjne oraz zakłócenia. Przepływ eliptyczny (Kolniak i in. 1983) charakteryzuje się tym, że zaburzenie wprowadzone w dowolnie wybranym punkcie modelowanego obszaru wpływa na zmianę warunków w całym jego otoczeniu. Jednak ilościowe oddziaływanie mechanizmów transportu, takich jak konwekcja, przewodzenie, dyfuzja i oddziaływanie lepkie może być dla każdego przypadku przepływu różne. Pozwala to na uproszczenie niektórych przepływów do parabolicznych lub częściowo parabolicznych, prostszych do numerycznego rozwiązania. Nie dotyczy to jednak przepływów w dużych pomieszczeniach, które muszą być zamodelowane za pomocą pełnych równań różniczkowych eliptycznych, w których występują człony opisujące konwekcję i dyfuzję we wszystkich kierunkach. Pozwala to m.in. na uwzględnienie recyrkulacji powietrza w dominującym kierunku przepływu.

Przepływy anizotropowe

Są to przepływy silnie trójwymiarowe, wymagające przeprowadzania obliczeń jedynie z wykorzystaniem modeli trójwymiarowych.

 Przepływy nieizotermiczne z często występującą znaczną stratyfikacją termiczną
 Stabilizujący wpływ sił wyporu osłabia turbulencję przepływu w kierunku pionowym.
 To, jak i występowanie w dużej części przestrzeni pomieszczenia obszarów stagnacji,
 wywołuje potrzebę specyficznego modelowania turbulencji przepływów, z wykorzystaniem modeli rozszerzonych o możliwość analizy przepływów z niską wartością
 liczby Reynoldsa. Dokładne odwzorowanie takich przepływów turbulentnych jest bardzo trudne.

W praktyce obliczeń numerycznych za pomocą programów komputerowych CFD, wykorzystujących podstawowe opcje tego modelowania, niektóre rozwiązania tych problemów narzucone są z góry przez przyjęty model numeryczny. W obu wykorzystanych do prognozowania przepływu powietrza i ciepła w dużych obiektach programach mimo istotnych różnic w możliwościach obliczeniowych, zestawionych w rozdziale 5.1, były spełnione następujące wymagania obliczeniowe:

- stosowane były równania różniczkowe cząstkowe eliptyczne, w których występowały człony opisujące konwekcję i dyfuzję we wszystkich kierunkach,
- obliczenia przeprowadzano dla warunków trójwymiarowych,
- wykorzystano model turbulencji k-ɛ, stworzony w zasadzie dla przepływów izotropowych, choć często stosowany do modelowania przepływów anizotropowych, ze świadomością popełnianych przy tym błędów,
- można było modelować przepływy nieizotermiczne ze stratyfikacją termiczną, choć nie było możliwości uwzględniania dla wybranych stref przepływu modelu k *e* dla niskich liczb Reynoldsa.

Trudności, jakie napotykano przy modelowaniu przepływu powietrza wewnątrz dużego obiektu, sprowadzały się przede wszystkim do właściwego wykorzystania możliwości danego programu CFD do jak najdokładniejszego odwzorowania geometrii obiektu. Należało przy tym wziąć pod uwagę występujące w tym zakresie ograniczenia, takie jak stosowana ortogonalna kartezjańska siatka dyskretyzacji i dopuszczalna liczba węzłów tej siatki.

8.2.2. Charakterystyka modelowanego obiektu i opis badań eksperymentalnych

Badana sala audytoryjna posiada wymiary wewnętrzne (długość × szerokość × wysokość): 19,66×14,06×7,75 m, przy czym wysokość pomieszczenia jest zmienna i maleje w kierunku tylnej części sali, a podany wymiar dotyczy najwyższego punktu obiektu. Pomieszczenie posiada układ amfiteatralny, ze stopniami wznoszącymi się w kierunku tylnej ściany. Na rysunku 8.2.2 przedstawiono rzut i przekroje badanego obiektu. Na rzucie izometrycznym (a) w celu lepszej prezentacji usunięto z rysunku część sufitową pomieszczenia. Wszystkie ściany są przegrodami wewnętrznymi, nie mającymi kontaktu z powietrzem zewnętrznym, natomiast strop pomieszczenia sąsiaduje z nieogrzewanym strychem. Miejsca siedzące rozmieszczone są w 9 rzędach, z których każdy mieści 20 osób, co oznacza, że jednocześnie w sali może przebywać 180 studentów.

W auli zastosowano układ wentylacji z ogrzewaniem i chłodzeniem powietrza. Powietrze zewnętrzne jest zasysane poprzez czerpnię ścienną do centrali klimatyzacyjnej usytuowanej w piwnicy budynku. Instalacja nawiewno – wywiewna pracuje w układzie z recyrkulacją, udział powietrza zewnętrznego sterowany jest czujnikiem stężenia dwutlenku węgla i zmienia się w zależności od liczby osób przebywających w pomieszczeniu.

W okresie zimowym i przejściowym strumień objętości powietrza wentylacyjnego dostarczanego przez centralę wynosi 1,67 m³/s. Wartość ta została obliczona na podstawie normowego zapotrzebowania powietrza dla jednej osoby. W okresie tym temperatura powietrza nawiewanego jest stała i wynosi $t_N = 20^{\circ}$ C, przy założonej temperaturze powietrza w pomieszczeniu $t_i = 20^{\circ}$ C. W okresie letnim strumień objętości powietrza dostarczanego do pomieszczenia wynosi 2,22 m³/s, przy temperaturze powietrza nawiewanego $t_N = 16^{\circ}$ C i założonej temperaturze powietrza w pomieszczeniu $t_i = 24^{\circ}$ C.

Rozdział powietrza wentylacyjnego jest realizowany w systemie nawiew górą, wywiew dołem. Powietrze nawiewane jest przez 16 nawiewników dyszowych o średnicy Ø200, które zostały wbudowane w maskownicę znajdującą się pod sufitem, w górnej części ściany czołowej. Wywiew powietrza następuje przez kratki wentylacyjne, umieszczone w stopniach amfiteatru do przestrzeni podpodłogowej, z których dzięki podciśnieniu wytworzonemu przez instalację wywiewną powietrze jest usuwane z pomieszczenia. Dodatkowo na ścianach bocznych pomieszczenia, pod sufitem zainstalowano kratki wentylacji grawitacyjnej.

Wybór obiektu do modelowania podyktowany był tym, że dla auli tej dysponowano wynikami pomiarów parametrów mikroklimatu w strefie przebywania ludzi: uśrednionej szybkości \overline{V}_m , odchylenia standardowego fluktuacji szybkości v_m^* i uśrednionej temperatury powietrza t_m przeprowadzonych w okresie jesiennym, w warunkach zbliżonych do izotermicznych (Lipska i in. 2002). W czasie badań w auli nie odbywały się zajęcia i nie było zysków ciepła od przebywających osób. Pomiary wykonano za pomocą ośmiokanałowego anemometru-termometru z wielokierunkowymi czujnikami sferycznymi. Sondy pomiarowe zostały zamontowane na statywach, czujniki szybkości i temperatury znajdowały się na wysokości 30 cm nad pulpitami audytorium. Punkty pomiarowe w każdej z trzech płaszczyzn pomiarowych ponumerowane zostały od 1 do 10, licząc kolejno od najwyższego rzędu ławek. Płaszczyzna A przechodziła przez lewy brzeg ławek, płaszczyzna B przez środek ławek, a płaszczyzna C przez prawy brzeg ławek audytorium. Dodatkowy pomiar był wykonany nad pulpitem katedry wykładowcy. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych w strefie przebywania pokazano na rys. 8.2.3.



Fig.8.2.2. Isometric view and cross-sections of the simulated auditorium



Rys.8.2.3. Lokalizacja płaszczyzn i punktów pomiarowych w sali audytoryjnej

Fig.8.2.3. Localization of the test planes and points in the auditorium

8.2.3. Modele obliczeniowe sali audytoryjnej

Biorąc pod uwagę różne możliwości obliczeniowe programów Vortex-2.10-NT i Flovent 4.2, zestawione w podrozdziale 5.3, starano się za pomocą każdego z nich odwzorować najbardziej szczegółowo, jak tylko było to możliwe, geometryczne, kinetyczne i cieplne warunki brzegowe badanej sali audytoryjnej.

I model obliczeniowy auli (Vortex)

Na rysunku 8.2.4 przedstawiono I model obliczeniowy auli, będący efektem uwzględnienia wszystkich założeń upraszczających, niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń programem Vortex i uzyskania zbieżnego rozwiązania numerycznego. Program ten dawał małe pole manewru przy wyborze metody symulacji. W dalszym ciągu wyszczególniono najistotniejsze założenia upraszczające przyjęte w I modelu auli w kolejnych etapach jego tworzenia, wynikające z ograniczeń występujących w programie:

1. Brak możliwości zamodelowania innych niż prostokątne i prostopadłościenne obiekty wewnętrzne.

- Wszelkie elementy geometrii nie będące w relacji prostopadłej bądź równoległej do ścian zewnętrznych pomieszczenia zostały zamienione na zbiór obiektów prostopadłościennych; dotyczyło to sufitu i ukośnych ścianek bocznych znajdujących się z przodu sali. Sufit został podzielony na szereg prostopadłościanów o wysokości skokowo malejacej w kierunku katedry.
- Okrągły kształt rzeczywistych nawiewników dyszowych został zastąpiony otworami o przekroju kwadratowym, o polu powierzchni wylotu powietrza odpowiadającemu polu powierzchni rzeczywistego nawiewnika, wynoszącej 0,0314 m². Zamodelowano zatem nawiewniki jako kwadraty o boku 177 mm, zachowując przy tym średnią prędkość nawiewania wynoszącą 3,31 m/s.
- 2. Lokalizacja otworów wentylacyjnych na ścianach zewnętrznych pomieszczenia.
 - Zlikwidowano wysunięty element na ścianie pod sufitem, na którym zamontowane były dysze nawiewne, a nawiewniki przesunięto na ścianę.
 - Kratki wywiewne w stopniach amfiteatru zastąpiono szczelinami pomiędzy ławkami, przez nie powietrze miało dopływać do przestrzeni podpodłogowej, na dolnej ścianie której zlokalizowano pojedynczy otwór wywiewny o polu powierzchni równym sumarycznemu polu powierzchni wszystkich wywiewników.



- Rys.8.2.4. Widok i przekrój pionowy wzdłużny I modelu obliczeniowego auli po uwzględnieniu uproszczeń niezbędnych do obliczeń programem Vortex
- Fig.8.2.4. View and vertical longitudinal section of I simulated model of the auditorium in consideration of the simplification required for CFD code Vortex
- Liczba węzłów siatki dyskretyzacji ograniczona do 50×45×40 = 90000 Zamodelowanie geometrii auli z pełnym wykorzystaniem możliwości programu wymagałoby siatki dyskretyzacji z 133×120×107 = 1707720 węzłami (Musioł 2001). W celu zmniejszenia liczby węzłów dokonano następujących zabiegów:
 - usunięto niektóre obiekty wewnętrzne, mające niewielki wpływ na obraz przepływu powietrza, m. in. katedrę, część stopni, ukośne ścianki w przedniej sali kratki wentylacji grawitacyjnej, działającej jedynie przy wyłączonej wentylacji mechanicznej,
 - uproszczono geometrię ukośnych ścianek bocznych oraz sufitu,
 - szatnię zastąpiono zamkniętym obiektem prostopadłościennym,

- 16 kwadratowych otworów nawiewnych zastąpiono 4 kratkami prostokątnymi o tym samym polu powierzchni,
- skorygowano wymiary pulpitów, aby dostosować je do współrzędnych stopni amfiteatralnych,
- w wariancie nieizotermicznym nie wprowadzono dodatkowych elementów symulujących ludzi, lecz zmodyfikowano ławy, aby można je było traktować jako źródła ciepła o powierzchni i temperaturze ciała ludzkiego.

Ponadto uproszczenia w odwzorowaniu przepływu powietrza w auli były spowodowane brakiem możliwości zadawania innego kąta wypływu powietrza z nawiewnika niż prostopadły do ściany, koniecznością przyjęcia tych samych parametrów powietrza we wszystkich nawiewnikach oraz brakiem możliwości zadania dowolnego strumienia objętości powietrza w wywiewnikach.

II model obliczeniowy (Flovent)

Program Flovent 4.2 dysponował znacznie większymi możliwościami obliczeniowymi. Na rysunku 8.2.5 przedstawiono II model obliczeniowy, wygenerowany za pomocą tego programu. Analizowano wersje przepływu izotermicznego (przy $t = 20^{\circ}$ C) i nieizotermicznego. W modelu tym udało się uniknąć większości uproszczeń koniecznych w I modelu. Niemniej nadal konieczne były pewne założenia, starano się jednak, aby ich wpływ na przepływ powietrza w auli był jak najmniejszy:

- Do zamodelowania ukośnych powierzchni na suficie i z przodu ścian bocznych wykorzystano gotowe, nieprostopadłościenne elementy z biblioteki programu, nie było jednak możliwości uzyskania krawędzi przecięcia dwóch nieprostopadłych powierzchni, co zmusiło do następującego uproszczenia:
 - sufit pomieszczenia, ze względu na duże znaczenie w procesie kształtowania przepływu strugi powietrza nawiewanego, został zbudowany z par elementów prostopadłościanu i pryzmy, dzięki czemu uzyskano jednolitą powierzchnię o zmiennej wysokości,
 - ściany boczne w przedniej części pomieszczenia, jako mniej istotne dla przemieszczających się mas powietrza, złożono z elementów prostopadłościennych o zmiennej grubości, tworzących w przybliżeniu skośne powierzchnie.
- Szatnia w tylnej części auli, ze względu na małe znaczenie w procesie modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniu, została zastąpiona jednolitą bryłą z pominięciem elementów znajdujących się wewnątrz.
- Okrągłe dysze dalekiego zasięgu zamodelowano za pomocą gotowych elementów symulujących otwór kołowy w najwyższym dostępnym stopniu dokładności, czyli jako dwunastościany. Powietrze wypływało z nich prostopadle do płaszczyzny nawiewnika. 16 otworów zlokalizowano w pewnej odległości od ściany zewnętrznej, na maskownicy zasymulowanej przez element wydzielony z obszaru objętego obliczeniami. Dokonano również prób modelowania dysz przy użyciu elementów, dających możliwość zmiany kąta wypływu powietrza z nawiewników (Wagner 2004).
- 8 kratek wywiewnych zostało umieszczonych na elementach prostopadłościennych, tworzących stopnie części amfiteatralnej.
- Aby nadmiernie nie rozbudowywać siatki dyskretyzacji, usunięto kratki wentylacji grawitacyjnej na ścianie bocznej.
- W wariancie nieizotermicznym ludzi, jako źródła ciepła, modelowano za pomocą ulokowanych na ławach elementów prostopadłościennych: w pierwszej wersji jako gotowe elementy programu symulujące ludzi (Wagner 2004), a następnie jako źródła o mocy odpowiadającej strumieniowi ciepła całkowitego oddawanego przez człowieka.







Fig. 8.2.5. View and vertical longitudinal section of II simulated model of the auditorium, generated from CFD code Flovent 4.2

 W obliczeniach dla dokładniejszego zamodelowania niektórych elementów zastosowano siatkę lokalnie złożoną, liczba oczek siatki dyskretyzacji w wariancie izotermicznym wynosiła 141×78×173 = 1902654, a łącznie z siatkami lokalnymi 1906254. W wariancie nieizotermicznym, gdzie uproszczono siatkę dyskretyzacji poprzez zwiększenie minimalnego rozmiaru oczka, zmniejszenie reprezentacji nawiewników z dwunastościennej na czterościenną i rozrzedzenie siatek lokalnych, użyto siatki z $135 \times 66 \times 113 = 1006830$, a łącznie z siatkami lokalnymi 1007614 oczkami.

8.2.4. Wyniki modelowania numerycznego przepływu powietrza i ciepła w sali audytoryjnej

W dalszym ciągu przeanalizowano wyniki obliczeń numerycznych przepływu powietrza w auli w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych. Prognozy uzyskane za pomocą obu wykorzystywanych w badaniach programów komputerowych zostały przedstawione równolegle i porównane ze sobą.

Wariant przepływu izotermicznego

Obraz przepływu powietrza w całym obiekcie przedstawiono na rys. 8.2.6. Wyniki obliczeń programem Vortex w postaci wektorów uśrednionej prędkości w pomieszczeniu (a) i programem Flovent jako izopowierzchnie uśrednionej prędkości 0,5m/s (b), stanowiące umowną granicę strug nawiewanych, pokazały, że zasięg oddziaływania tych strug był duży i dochodziły one do górnych ławek. Przy ścianach audytorium tworzyły się boczne strugi powrotne, ulegające następnie zaindukowaniu przez strugi nawiewane w pobliżu ich wylotu.

Gdy obserwowano bardziej szczegółowo przepływ w przekroju pionowym wzdłużnym w środkowej strefie pomieszczenia (rys. 8.2.7), na wektorowych obrazach uśrednionej prędkości na tle izotach widoczny był dla obu przypadków duży zasięg strugi, będący też zapewne efektem jej przyklejania się do sufitu.

Dla wyników otrzymanych z zastosowaniem programu Vortex (a) charakterystyczny w tym obrazie był ruch powietrza nad strefą amfiteatralną, zgodny z kierunkiem napływu strugi powietrza nawiewanego. Nie wystąpił tam wyraźny przepływ recyrkulacyjny ani spływ powietrza do przednich szczelin wywiewnych. Natomiast zaobserwowano napływ powietrza z niedopuszczalnie dużą prędkością do szczelin wywiewnych w dwóch ostatnich stopniach amfiteatru. Wtórna cyrkulacja powietrza występowała w przedniej części pomieszczenia nad katedrą z uśrednionymi prędkościami rzędu 0,3 - 0,4 m/s.

W obrazie prognozowanym programem Flovent (b) w tylnej części pomieszczenia widoczne były strugi zawracającego powietrza, natomiast w przedniej części wyraźny był wpływ strugi nawiewnej, powodującej indukcję powietrza z okolic przedniej ściany sali. Podobne zjawisko obserwowano w części środkowej. Na wysokości piątej i szóstej ławki dochodziło do zderzenia strugi powietrza indukowanego, płynącego w kierunku tylnej ściany z powietrzem zawracającym. Zderzenie to powodowało powstawanie zawirowań powietrza o niewielkiej wartości uśrednionej prędkości, nie przekraczającej 0,1 m/s. Zaobserwowano znacznie większy spływ powietrza do kratek wywiewnych zlokalizowanych w górnych stopniach niż do pozostałych. Prawdopodobną przyczyną takiego zjawiska był fakt, iż kratki usytuowane pod ostatnimi ławami były pierwszymi kratkami na drodze powracającej masy powietrza.

Szczegółowo przeanalizowano warunki panujące w strefie przebywania ludzi. Na rysunku 8.2.8 przedstawiono mapy uśrednionej szybkości w tej strefie w płaszczyźnie równoległej do linii spadku części amfiteatralnej na wysokości 30 cm ponad powierzchnią ław. Izotachy narysowano na podstawie obliczonych numerycznie wartości uśrednionych prędkości, gdzie panowały uśrednione szybkości wyższe, dochodzące do 0,6 m/s, w pozostałej części strefy przebywania ludzi wartości tego parametru oscylowały w granicach od 0,1 do 0,3 m/s.



Rys.8.2.6. Wizualizacja przepływu powietrza w całej modelowanej auli w warunkach izotermicznych:

a) wektory uśrednionej prędkości na podstawie obliczeń programem Vortex,

- b) izopowierzchnie uśrednionej prędkości 0,5 m/s na podstawie obliczeń programem Flovent 4.2
- Fig.8.2.6. Visualization of airflow in the entire simulated auditorium under isothermal conditions:
 - a) mean velocity vectors obtained from calculations with CFD code Vortex,
 - b) mean velocity 0,5 m/s iso surfaces obtained from calculations with CFD code Flovent 4.2



- Rys.8.2.7. Wektorowy obraz uśrednionej prędkości na tle izotach w pionowym przekroju wzdłużnym w środku auli dla Z = 6,33 m w warunkach izotermicznych, obliczony numerycznie za pomocą programów : a) Vortex, b) Flovent 4.2
- Fig.8.2.7. Mean velocity vector pattern against the background of the map of the mean velocity in the vertical longitudinal section in the middle of the auditorium for Z = 6,33 m under isothermal conditions, calculated numerically from two CFD codes: a) Vortex, b) Flovent 4.2

Na rysunku 8.2.8a zauważalna była asymetria rozkładu uśrednionej szybkości, nieuzasadniona fizycznie w tym przypadku przepływu. Ponieważ zgodnie z obrazem ruchu powietrza w auli, obliczonym programem Vortex, strefa przebywania znajdowała się pod oddziaływaniem strug nawiewanych, asymetria ta była prawdopodobnie spowodowana błędem programu Vortex, opisanym w podrozdziale 6.1.2, powodującym odgięcie prognozowanej strugi nawiewanej w poziomie od osi nawiewnika. Tym bardziej, że rozbieżności takie nie wystąpiły w wynikach obliczeń programem Flovent (rys. 8.2.8b), gdzie rozkład izotach był prawie symetryczny.



Rys.8.2.8. Mapy uśrednionej szybkości w auli w strefie przebywania ludzi na wysokości 30 cm nad pulpitami ławek w warunkach izotermicznych na podstawie obliczeń numerycznych programami: a) Vortex, b) Flovent 4.2

Fig.8.2.8. Maps of mean speed in the occupied zone at the height of 30 cm above the desks under isothermal conditions, obtained from the numerical codes:a) Vortex, b) Flovent 4.2

Wariant przepływu nieizotermicznego

Przyczyną nieizotermiczności warunków w sali stała się obecność 180 osób, traktowanych jako źródła ciepła. Wpływ powstających nad ludźmi strug konwekcyjnych na prognozowany przepływ powietrza w całej w sali audytoryjnej pokazano w postaci: obrazu wektorowego uśrednionej prędkości, obliczonego programem Vortex na rys. 8.2.9a oraz wyznaczonej za pomocą programu Flovent izopowierzchni uśrednionej prędkości 0,5 m/s na rys. 8.2.9b. Obrazy te różniły się dość znacznie od siebie. Rozkład wektorów zbliżony był do otrzymanego w warunkach izotermicznych, zaobserwowano jedynie pewne skrócenie zasięgu strug nawiewanych. Natomiast kształt izopowierzchni świadczył o silnym ugięciu strug nawiewanych w dół w kierunku przednich ławek i związanym z tym znacznym zmniejszeniem ich zasięgu. Aby przekonać się o przyczynie takich zmian przepływu, na rys. 8.2.10 przedstawiono wektorowe obrazy przepływu powietrza wentylacyjnego w auli w tym samym przekroju środkowym sali co dla wariantu izotermicznego, przy czym pokazano je na tle izoterm.

Obliczona programem Vortex (a) struga nawiewana miała duży zasięg i powietrze napływało z dużą prędkością wprost do strefy przebywania ludzi, również do ławek znajdujących się niżej, w środkowej części amfiteatru, a następnie poprzez szczeliny wywiewne w stopniach do przestrzeni pod amfiteatrem. Z przodu sali wystąpił nieduży i słaby obszar recyrkulacji. Wpływ strug konwekcyjnych znad ludzi na warunki cieplne tam panujące nie był więc znaczny, a w sali nie zaobserwowano znacznego podwyższenia temperatury powietrza, która nie przekraczała 21°C.

Zupełnie inaczej kształtował się przepływ w prognozie programem Flovent (b). Nawiewane chłodniejsze powietrze pod wpływem działania strug konwekcyjnych znad ludzi i przysufitowych powrotnych strug ciepłego powietrza bardzo szybko opadało w dół pomieszczenia, wpływając bezpośrednio do przedniej części strefy przebywania ludzi. Widoczne były dwie pętle cyrkulacyjne: jedna znajdowała się nad częścią amfiteatralną, druga obejmowała przednią część sali. Zyski ciepła od ludzi spowodowały znaczny wzrost temperatury powietrza w pomieszczeniu, w szczególności nad ławkami, która kształtowała się w zakresie 25+30°C.

W tak różny sposób zaprognozowane obrazy przepływu powietrza i ciepła w auli skutkowały zróżnicowanymi rozkładami parametrów powietrza w strefie przebywania ludzi. Na rysunku 8.2.11a pokazano mapy uśrednionej szybkości, z których wynikało, że wartości tego parametru obliczone programem Vortex przekraczały w tylnej części amfiteatru 0,6 m/s, z przodu natomiast były mniejsze, w zakresie 0,1÷0,3 m/s. Asymetria rozkładu, występująca w wariancie izotermicznym, uległa znacznemu zmniejszeniu. Rozkład temperatury (rys. 8.2.12a) był wyrównany z niewysokimi wartościami w granicach 20,5 do 22°C.

Natomiast na mapie uśrednionej szybkości, wyznaczonej za pomocą programu Flovent (rys. 8.2.11b), wartości były mniej zróżnicowane i nie przekraczały 0,5 m/s, a maksimum występowało w rejonie katedry. Rozkład temperatury pokazany na rys. 8.2.12b był niewyrównany, z wartościami w zakresie 24÷30°C, przy czym najwyższe wartości pojawiły się z tyłu sali, co spowodowane było kumulowaniem się tam cieplejszego powietrza znad ławek, spychanego przez opadające strugi nawiewane.



- Rys.8.2.9. Wizualizacja przepływu powietrza w całej modelowanej auli w warunkach nieizotermicznych:
 a) wektory uśrednionej prędkości na podstawie obliczeń programem Vortex,
 b) izopowierzchnie uśrednionej prędkości 0,5 m/s na podstawie obliczeń
 - programem Flovent 4.2
- Fig.8.2.9. Visualization of airflow in the entire auditorium under non-isothermal conditions: a) mean velocity vectors obtained from calculation with CFD code Vortex,
 - b) mean velocity 0,5 m/s iso surfaces obtained from calculations with CFD code Flovent 4.2



- Rys.8.2.10. Wektorowy obraz uśrednionej prędkości na tle izoterm w pionowym przekroju wzdłużnym w środku auli dla Z = 6,33 m w warunkach nieizotermicznych, obliczony numerycznie za pomocą dwóch programów: a) Vortex, b) Flovent 4.2
- Fig.8.2.10. Mean velocity vector pattern against the background of the map of the mean velocity in the vertical longitudinal section in the middle of the auditorium for Z = 6,33 m under non-isothermal conditions, numerically calculated from two CFD codes: a) Vortex, b) Flovent 4.2

8.2.5. Porównanie prognoz numerycznych z wynikami pomiarów w rzeczywistym obiekcie

Wyniki prognozowania numerycznego parametrów powietrza w strefie przebywania ludzi za pomocą obydwóch programów CFD porównano z rezultatami pomiarów rozkładów tych parametrów w rzeczywistej auli w punktach trzech płaszczyzn pomiarowych, pokazanych na rys. 8.2.3. Badania eksperymentalne, opisane w rozdziale 8.2.2, przeprowadzono bez obecności ludzi, w warunkach zbliżonych do izotermicznych, dlatego też do porównań wzięto obliczenia dla wariantu izotermicznego przepływu powietrza w sali.

Badaniami porównawczymi objęto uśrednioną szybkość przepływu powietrza \overline{V}_m oraz parametr charakteryzujący turbulencję przepływu: odchylenie standardowe fluktuacji prędkości v_m^* . Ponieważ z obliczeń numerycznych nie otrzymano dokładnie tych samych



- Rys.8.2.11. Mapy uśrednionej szybkości w auli w strefie przebywania ludzi na wysokości 30 cm nad pulpitami ławek w warunkach nieizotermicznych na podstawie obliczeń numerycznych programami: a) Vortex, b) Flovent 4.2
- Fig.8.2.11. Maps of mean speed in the occupied zone at the height of 30cm above the desks under non-isothermal conditions obtained from numerical calculations with code a) Vortex, b) Flovent 4.2



Rys.8.2.12. Mapy temperatury w auli w strefie przebywania ludzi na wysokości 30 cm nad pulpitami ławek na podstawie obliczeń numerycznych programami: a) Vortex, b) Flovent 4.2

Fig.8.2.12. Maps of temperature in the occupied zone of the auditorium at the height of 30 cm above the desks, obtained from numerical calculations with codes: a) Vortex, b) Flovent 4.2 wielkości co z pomiarów przeprowadzonych termoanemometrem sferycznym, obliczone wartości uśrednionej prędkości i odchylenia standardowego fluktuacji prędkości zostały skorygowane zgodnie ze wzorami (5.2.5) lub (5.2.6) oraz (5.2.8).

Analizując efekty porównań tych parametrów, przedstawionych na rys 8.2.13, stwierdzono, że:

- obliczone wartości uśrednionych szybkości w poszczególnych punktach różniły się znacznie od zmierzonych, w niektórych miejscach, na przykład w punktach 6 wszystkich płaszczyzn, rozbieżności przekraczały 100%,
- zakresy wartości uśrednionych szybkości z pomiarów i obliczeń były jednak zbliżone i wynosiły odpowiednio: z pomiarów 0,12÷0,44 m/s, z obliczeń programem Vortex 0,095 ÷ 0,56, a programem Flovent 0,095÷ 0,44, a więc występowały tylko lokalne rozbieżności w wartościach szybkości,
- było to związane z innym miejscem występowania maksymalnych wartości uśrednionych szybkości: w obliczeniach były one w okolicy ostatnich rzędów ław, podczas gdy pomiarowo zlokalizowano je w środkowej części amfiteatru, co spowodowane było zapewne mniejszym rzeczywistym niż prognozowanym zasięgiem strug nawiewanych, które nie docierały do końca auli, lecz jedynie do środka amfiteatru,
- wartości uśrednionej szybkości średnie dla całej badanej strefy wynosiły dla pomiarów 0,273 m/s, dla obliczeń programem Vortex 0,215 m/s i programem Flovent 0,205 m/s, różnice pomiędzy wartościami zmierzonymi a obliczonymi zawierały się więc w granicach w granicach 21÷25 %,
- mimo różnych możliwości obliczeniowych i różnego stopnia skomplikowania modeli obliczeniowych auli z obliczeń oboma programami uzyskano bardzo zbliżone do siebie rozkłady uśrednionej szybkości, większe różnice pomiędzy wartościami tego parametru wystąpiły jedynie w górnej części sali,
- podobne zależności otrzymano dla odchylenia standardowego fluktuacji szybkości, zakresy wartości tego parametru wynosiły odpowiednio: z pomiarów 0,01÷0,12 m/s, z obliczeń programem Vortex 0,03÷0,11 m/s, a programem Flovent 0,05÷0,15 m/s, wartości średnie w strefie były natomiast równe: pomiar – 0,07 m/s, Vortex – 0,07 m/s, Flovent 0,10 m/s.

8.2.6. Możliwości wykorzystania wyników obliczeń numerycznych do oceny warunków komfortu cieplnego w auli

Jednym z celów działania klimatyzacji jest zapewnienie komfortu cieplnego w pomieszczeniu. Dlatego możliwość wykorzystania wyników numerycznego modelowania przepływu powietrza do oceny mikroklimatu pomieszczenia leży na pewno w sferze zainteresowań projektantów klimatyzacji. W niniejszy podrozdziale sprawdzono to na przykładzie jednego z kryteriów oceny komfortu cieplnego, a mianowicie wskaźnika przeciągu *DR*, wyrażonego równaniem (Fanger i in. 1988):

$$DR = (34 - t)(\overline{V}_m - 0.05)^{0.62} (37 \cdot v_m^* + 3.14)$$
(8.2.1)

Wskaźnik ten określa odsetek osób odczuwających i niezadowolonych z przeciągu, tj. z nadmiernego ruchu powietrza, wywołującego lokalne ochłodzenie jakiejś części ciała. Obowiązujące normy EN ISO Standard 7730 1995 i ASHRAE Standard 55 2004 rekomendują, aby wskaźnik przeciągu DR był mniejszy od 15%, a maksymalna jego wartość dla pomieszczeń o najniższym standardzie nie przekraczała DR=25%.



Rys.8.2.13. Porównanie zmierzonych i obliczonych dwoma programami CFD uśrednionych szybkości i odchyleń standardowych fluktuacji szybkości w punktach pomiarowych w trzech płaszczyznach (na rys. 8.2.3) nad pulpitami ławek auli w warunkach izotermicznych

Fig.8.2.13. Comparison between the measured and predicted (from two CFD codes) mean speed and standard deviation of the speed fluctuations at the test points in three planes (in Fig. 8.2.3) above the desks under isothermal conditions

Wskaźnik ten potraktowano jako parametr skupiony, mogący również służyć do porównania prognoz numerycznych z wynikami pomiarów. Wyznaczony na podstawie wyników pomiarów (Lipska i in. 2002) rozkład wskaźnika przeciągu *DR* w strefie przebywania sali audytoryjnej porównano na rys. 8.2.14 z rozkładami otrzymanymi dla danych z obliczeń numerycznych obydwoma programami dla wariantu przepływu izotermicznego.

Na podstawie porównania stwierdzono, że:

- wartości średnie wskaźnika wyznaczone z pomiarów i z obliczeń niewiele różniły się od siebie, przekroczyły rekomendowaną wartość i znalazły się w okolicy wartości maksymalnej dopuszczalnej DR=25%: pomiar -23,6%, Vortex - 22,6% i Flovent 25,7%,
- odchylenie standardowe wskaźnika DR określone na podstawie pomiarów wynosiło 11,45%, z obliczeń otrzymano wartości zbliżone: Vortex-10,9%, Flovent –13,7%, wartość rekomendowana wskaźnika DR=15% przekroczona została w 21 na 30 punktów pomiarowych oraz także w 21 punktach obliczeniowych (Vortex) i w 23 (Flovent),
- maksymalna wartość dopuszczalna wskaźnika DR=25% została przekroczona w 12 na 30 punktów pomiarowych oraz w 10 punktach (Vortex) i w 13 (Flovent),
- maksymalne wartości wskaźnika wystąpiły w płaszczyźnie C, dla pomiarów w punkcie 8 DR=43%, dla obliczeń: w punkcie 2 DR=44,3% (Vortex) oraz w punkcie 1 57,4% (Flovent).

Mimo że zmierzone i prognozowane obydwoma programami rozkłady przestrzenne parametrów decydujących o warunkach komfortu cieplnego różniły się między sobą, średnie oceny ryzyka przeciągu w strefie przebywania auli były do siebie zbliżone. Zarówno na podstawie pomiarów, jak i obliczeń stwierdzono mianowicie, że nadmierny ruch powietrza może w badanej sali powodować, zwłaszcza przy małej liczbie przebywających w niej osób, niepożądane odczucie lokalnego dyskomfortu wywołane przeciągiem. W trakcie wykonywanych pomiarów przeciąg był rzeczywiście w niektórych punktach odczuwany. Świadczy to, że system rozdziału powietrza nie został zaprojektowany lub wykonany zbyt poprawnie.

8.3. Ocena przydatności modelowania numerycznego do prognozowania przepływu powietrza w rzeczywistych obiektach wentylowanych

Przeprowadzone badania pozwoliły na określenie przydatności oraz możliwości wykorzystania programów komputerowych, bazujących na podstawowych opcjach modelowania CFD do prognozowania przepływów powietrza w rzeczywistych, złożonych obiektach wentylowanych, w których zachodziły całościowo zjawiska związane z systemem środowiska wewnętrznego. Analizy i porównania dokonane na przykładzie laboratorium badawczego i auli były podstawą do wyciągnięcia wniosków dotyczących realizowanego celu i występujących przy tym problemów.

Porównanie wyników obliczeń numerycznych z rezultatami pomiarów dotyczących tego samego obiektu wykazało istnienie różnic pomiędzy obliczonymi i zmierzonymi rozkładami parametrów charakteryzujących przepływ powietrza i zanieczyszczeń w badanych pomieszczeniach. Należy zawsze liczyć się z występowaniem takich rozbieżności, których powody leżą w uproszczeniach modelu numerycznego i ograniczonych możliwościach obliczeniowych używanych programów komputerowych.



Rys.8.2.14. Wskaźnik przeciągu *DR* w strefie przebywania części amfiteatralnej auli w warunkach izotermicznych obliczony na podstawie wyników pomiarów i obliczeń numerycznych dwoma programami

Fig.8.2.14. Draught rating index DR in the occupied zone in the amphitheater part of the auditorium under isothermal conditions, calculated on the grounds of the measurements and numerical predictions with two CFD codes

W przypadku zastosowanych do obliczeń komercyjnych programów, zawierających podstawowe opcje modelowania CFD, źródeł rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń a pomiarów in situ należało dopatrywać się w:

- przyjętym modelu turbulencji k-ɛ, opracowanym dla turbulencji izotropowej i uśrednionych wirów przy dużych wartościach liczb Reynoldsa;
- uproszczonym sposobie zadawania geometrycznych i kinetycznych warunków brzegowych w otworze nawiewnym, wpływających na odwzorowanie rozkładu pędu i parametrów powietrza w strudze nawiewanej;
- braku możliwości uwzględnienia różnych zakłóceń oddziałujących w warunkach rzeczywistych na przepływy powietrza w pomieszczeniu, np. infiltracji powietrza przez nieszczelności w drzwiach i oknach w wyniku zmieniającego się rozkładu ciśnienia statycznego powietrza na zewnątrz i wewnątrz.

Pomimo tych założeń upraszczających przyjętych w zastosowanych programach komputerowych obliczony numerycznie obraz przepływu powietrza w modelowanej sali audytoryjnej zachował cechy charakterystyczne dla ruchu powietrza w tego typu pomieszczeniach, przedstawione przez Mierzwińskiego i Majerskiego (1976) oraz w raporcie Aneksu 26 IEA (1998). Programy takie mogą więc być przydatne do rozpoznawania przepływów powietrza w obiektach o złożonej geometrii.

Dobre odwzorowanie obrazu przepływu w całej auli związane było zapewne z poprawną symulacją strug nawiewanych z okrągłych dysz, możliwą do realizacji za pomocą opcji dostępnych w programach. Natomiast wystąpiły problemy z zamodelowaniem przepływu powietrza wypływającego z anemostatu, będącego nawiewnikiem o bardziej skomplikowanej, trudnej do zasymulowania konstrukcji. Było to jedną z istotniejszych przyczyn rozbieżności pomiędzy zmierzonym a obliczonym numerycznie rozkładem parametrów powietrza w strudze nawiewanej i w pozostałych rejonach laboratorium badawczego, a także obserwowanym a prognozowanym obrazem przepływu w tym pomieszczeniu.

Dzięki dobremu odwzorowaniu obrazu przepływu powietrza w auli również poprawnie zaprognozowano rozkład parametrów powietrza w strefie przebywania ludzi. Potwierdziły to badania eksperymentalne wykonane w warunkach izotermicznych w rzeczywistej sali audytoryjnej, których rezultaty wykorzystano do sprawdzenia jakości prognozowania numerycznego w tej strefie. Przeprowadzone porównania wykazały istnienie rozbieżności, w sensie ilościowym, pomiędzy wynikami modelowania numerycznego i pomiarów, gdyż wystąpiły lokalne różnice wartości parametrów powietrza. Jednak podobieństwo zakresów tych wartości i wartości średnich w strefie przebywania ludzi zostało zachowane. Również ocena ryzyka przeciągu w pomieszczeniu, sporządzona na podstawie wyników pomiarów i prognoz numerycznych, była zbliżona. Pozwalało to wnioskować, że wyniki obliczeń numerycznych mogą być wykorzystywane do oceny komfortu cieplnego w pomieszczeniach.

Mimo znacznych różnic między zastosowanymi do obliczeń programami Vortex i Flovent dotyczących dokładności odwzorowania geometrii auli i poziomu zagęszczenia siatki dyskretyzacji, zaobserwowano podobieństwo otrzymanych za ich pomocą wyników obliczeń parametrów powietrza. Zatem wydaje się, że istotniejszy niż symulacja szczegółów geometrycznych wpływ na jakość prognozowania numerycznego miały zastosowane metody modelowania i modele turbulencji, które w obu programach były podobne. Niemniej jednak uwaga ta nie dotyczy otworów nawiewnych. Dlatego też w programie komputerowym powinna być do dyspozycji liczba węzłów dyskretyzacji, wystarczająca do zamodelowania nawiewników z wymaganą dokładnością. Na trudności z zamodelowaniem stosunkowo prostych nawiewników ze względu na zbyt małą liczbę dostępnych oczek siatki natrafiano zaś przy tworzeniu modelu obliczeniowego za pomocą programu Vortex.

Źródeł rozbieżności pomiędzy prognozami numerycznymi a wynikami pomiarów należy także dopatrywać się w błędach i niedokładnościach modelowania, które zostały wykryte na etapie testowania prostych przypadków przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych i podczas walidacji elementarnych przepływów wentylacyjnych, a które miały wpływ na całościowy obraz przepływu powietrza w auli. Chodzi tu przede wszystkim o nieuzasadnione fizycznie ugięcie strugi nawiewanej w wynikach modelowania programem Vortex, wywołujące asymetrie obrazu przepływu oraz niedokładności w odwzorowaniu strug nawiewanych i konwekcyjnych.

Jedną z istotnych przyczyn niedokładnego prognozowania rozkładu stężeń znacznika gazowego w laboratorium badawczym z odciągiem miejscowym i wentylacją ogólną było nieprawidłowe odwzorowanie pola przepływu powietrza w rejonie ssawki, wywołanego przede wszystkim przez strugę nawiewaną, a w warunkach nieizotermicznych także strugę konwekcyjną. Spowodowane to było też w pewnej mierze brakiem możliwości odwzorowania dużych wirów, powodujących występowanie okresowo zmiennej cyrkulacji przepływów, obserwowanej w warunkach rzeczywistego laboratorium i oddziałujących na pracę ssawki.

Przeprowadzone analizy wykazują, że program CFD, bazujący na podstawowych opcjach modelowania, może być wykorzystany do oceny skuteczności działania odciągów miejscowych pod warunkiem zapewnienia poprawnej symulacji warunków pracy ssawki i rozkładów zanieczyszczeń w całym wentylowanym obiekcie.

Do wytyczenia ewentualnych kierunków poprawy dokładności modelowania numerycznego wskazana jest eksperymentalna wizualizacja i identyfikacja badanych przypadków ruchu powietrza wentylacyjnego, która pozwala na rozpoznanie charakteru tych przepływów, ocenę poprawności ich prognozowania oraz wskazanie źródeł nieprawidłowości.

Dzięki wykorzystaniu w obliczeniach danych pochodzących z badań eksperymentalnych jako warunków brzegowych procesu rozdziału powietrza można uzyskać pewną poprawę dokładności prognozowania przepływu powietrza wentylacyjnego. Chodzi tu zwłaszcza o aerodynamiczne i cieplne warunki brzegowe w otworach nawiewnych lub strugach nawiewanych, na ścianach, w źródłach ciepła i zanieczyszczeń.

9. PODSUMOWANIE I WNIOSKI OGÓLNE

W niniejszej pracy dokonano kompleksowej kontroli jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach, przeprowadzonego za pomocą programów komputerowych CFD, bazujących na podstawowych opcjach tej metody. Wybór tego typu programów do badań związany był po pierwsze z ich łatwiejszą dostępnością dla polskich badaczy i projektantów wentylacji, a po drugie z faktem, iż przyjęte w nich założenia upraszczające mogły być źródłem licznych błędów w wynikach obliczeń. Kontrolę tę przeprowadzano z punktu widzenia użytkownika programu, dzięki czemu niniejsza praca ma duży wymiar praktyczny.

Przeprowadzone przez autorkę studia literaturowe i badania pozwoliły na dogłębne rozpoznanie problematyki prognozowania numerycznego CFD przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych zarówno w zakresie teorii tego modelowania, jak i problemów oraz niedociągnięć związanych z praktyczną stroną obliczeń.

Numeryczne modelowanie CFD jest metodą stosowaną w różnych dziedzinach nauki i techniki, z których jedną jest wentylacja i klimatyzacja. Przy analizie aktualnego stanu wiedzy w zakresie tego modelowania zajęto się przede wszystkim tymi jego elementami, które są specyficzne i najistotniejsze dla zagadnień związanych z przepływem powietrza wentylacyjnego w pomieszczeniach: odpowiednie modele turbulencji, siatki dyskretyzacji, warunki brzegowe na ścianach i w warstwie przyściennej oraz przede wszystkim warunki brzegowe w otworach nawiewnych i w strugach nawiewanych.

Zapoznano się też z zakresem i efektami badań prowadzonych nad tym zagadnieniem w ośrodkach zagranicznych. W trakcie porównywania prognoz otrzymanych przez innych autorów za pomocą różnych programów CFD stwierdzono występowanie rozbieżności między nimi. Natomiast w wyniku badań własnych zaobserwowano nieuzasadnione fizycznie wyniki obliczeń numerycznych. Wszystko to podważało wynikową wiarygodność prognozowania. Uznano zatem, że istnieje potrzeba uporządkowania i rozwinięcia problematyki związanej ze sprawdzeniem dokładności numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych, zwłaszcza w odniesieniu do obliczeń za pomocą komercyjnych pakietów CFD, bazujących na podstawowych opcjach tego modelowania. Wybór tematyki pracy wydawał się być tym bardziej słuszny, że brak jest kompleksowego opracowania w tym zakresie, a badania prowadzone przez innych autorów dotyczą zazwyczaj programów komputerowych o charakterze badawczym. Przeprowadzana przez nich kontrola jakości odnosi się zaś przede wszystkim do wpływu na wyniki obliczeń zastosowanego modelu numerycznego i metod jego rozwiązania, co leży w gestii autora a nie użytkownika programu.

Na podstawie doświadczeń z wieloletnich badań autorka zaproponowała metodę sprawdzania jakości numerycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych przez użytkownika programu komputerowego CFD. Zgodnie z nią na kontrolę tę składała się weryfikacja programu komputerowego CFD przez użytkownika, walidacja elementarnych przepływów wentylacyjnych oraz sprawdzanie dokładności modelowania przepływu w rzeczywistych pomieszczeniach wentylowanych. We wszystkich tych krokach bazowano w dużej mierze na porównaniu rezultatów prognozowania z danymi eksperymentalnymi, co uznano za najwłaściwszą drogę rozwiązania przedstawionego problemu. Opracowana metodyka kontroli jakości i przeprowadzone przy jej wykorzystaniu testy stanowią oryginalne osiągnięcie autorki.

Weryfikacja programu przez użytkownika, będąca pierwszym krokiem sprawdzania, realizowana była dla wybranych prostych przypadków przepływu powietrza wentylacyjnego. Przeprowadzone testy pozwoliły najpierw na wychwycenie błędów modelowania, polegających na przewidywaniu nieuzasadnionych fizycznie obrazów przepływu lub rozkładów parametrów powietrza, i wskazanie ich potencjalnych źródeł. Następnie dążono do wyeliminowania tych nieprawidłowości przez odpowiednie wykorzystanie opcji dostępnych w programach komputerowych. Pokazano też, jaki wpływ na dokładność numerycznego prognozowania miały takie czynniki, jak: zastosowane modele turbulencji, zagęszczenie i proporcje siatki dyskretyzacji oraz przebieg zbieżności procesu iteracji. Stwierdzono, że przy zastosowaniu programów z podstawowymi opcjami CFD nie wszystkie z błędów, którymi obciążone były wyniki modelowania, były możliwe do wyeliminowania.

Kolejnym krokiem przedstawionej metodyki kontroli była walidacja wyników prognozowania numerycznego elementarnych przepływów wentylacyjnych w ramach typowych, nieskomplikowanych, ale odpowiadających rzeczywistości, systemów wentylacji mieszającej i wyporowej, w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych, dla powietrza czystego i zanieczyszczonego gazem. Zaproponowano sposób jakościowej i ilościowej oceny dokładności modelowania strug nawiewanych i konwekcyjnych nad źródłem ciepła z wykorzystaniem danych eksperymentalnych i uniwersalnych rozkładów parametrów powietrza. Zajęto się także analizą dokładności modelowania rozkładów parametrów w strefie przepływów recyrkulacyjnych oraz w otoczeniu strugi konwekcyjnej. Sprawdzono eksperymentalnie poprawność symulacji rozprzestrzeniania się gazowych zanieczyszczeń powietrza. Pod względem jakościowym wyniki modelowania uznano za zadowalające. Jednak przy analizie ilościowej uchwycono niedokładności i niepewności modelowania oraz podjęto próby ich zmniejszenia przy wykorzystaniu dostępnych w programach opcji. Niektórych rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarów nie udało się jednak usunąć. Prawdopodobne ich źródło tkwiło w założeniach przyjętych w równaniach modelu, jak to miało miejsce w przypadku strugi konwekcyjnej lub metodzie jego rozwiązania, co wyjaśniono na przykładzie strugi nawiewanej.

Należało więc liczyć się z tym, że niedokładności te wpłyną na jakość modelowania złożonych przepływów powietrza, ciepła oraz zanieczyszczeń gazowych w rzeczywistych obiektach wentylowanych o skomplikowanej geometrii, które poddano sprawdzeniu w ramach ostatniego etapu kontroli. Porównanie rezultatów obliczeń numerycznych z wynikami pomiarów wykonanych w tych obiektach pozwoliło na poczynienie kilku istotnych obserwacji:

- Za pomocą programów komputerowych można odwzorować poprawnie w sensie jakościowym przepływy powietrza w rzeczywistych pomieszczeniach wentylowanych, jednak zawsze należy spodziewać się różnic ilościowych pomiędzy wynikami obliczeń parametrów powietrza a rezultatami przeprowadzonych w obiektach rzeczywistych pomiarów. Do oceny skali i przyczyn tych rozbieżności bardzo pomocne okazało przeprowadzenie fizycznej identyfikacji przepływów.
- Dla zapewnienia poprawności obliczonych rozkładów prędkości i temperatury powietrza oraz stężeń zanieczyszczeń gazowych w pomieszczeniu bardzo ważna okazała się dokładność modelowania strug nawiewanych. Dlatego też najistotniejszym niedo-ciągnięciem większości programów CFD analizowanego typu okazał się brak możliwości szczegółowej symulacji złożonych konstrukcji nawiewników, co pociągało za sobą trudności we właściwym odwzorowaniu strug nawiewanych i tworzonego przez nie pola przepływu.

- Niedokładności modelowania pola przepływu wynikały też z braku możliwości uwzględnienia różnych zakłóceń działających w warunkach rzeczywistych na przepływy powietrza w pomieszczeniu, np. infiltracji powietrza przez nieszczelności w drzwiach i oknach pomieszczenia w wyniku zmieniającego się rozkładu ciśnienia statycznego powietrza na zewnątrz i wewnątrz pomieszczenia.
- Błędy w prognozowanych obrazach przepływu, nie wychwycone na etapie testów na prostych przypadkach, przenosiły się i kumulowały w obiektach złożonych, powodując zniekształcenie obliczonego obrazu przepływu powietrza i rozkładów parametrów. Miało to miejsce na przykład przy symulacji strug nawiewanych za pomocą programu Vortex, w wynikach której występowało nieuzasadnione fizycznie ugięcie strug w poziomie, w kierunku jednej ze ścian bocznych. Wpłynęło ono potem na asymetrię przepływu powietrza w całym modelowanym obiekcie, którą również trudno było uzasadnić.
- Na podstawie porównania wyników obliczeń numerycznych za pomocą dwóch programów CFD, mających możliwość odwzorowania geometrii obiektu z różną dokładnością, stwierdzono, że szczegółowość symulacji obiektów wewnętrznych, nie związanych bezpośrednio z przepływem powietrza, nie miała istotnego wpływu na prognozowane rozkłady prędkości powietrza w pomieszczeniu wentylowanym.

Zaprezentowane w pracy porównania wyników obliczeń numerycznych z rezultatami pomiarów dla różnych wariantów przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych mogą stanowić wzorzec dla kontroli jakości modelowania numerycznego przez użytkowników innych programów komputerowych, bazujących na podstawowych opcjach CFD. Przyczynią się też do rozszerzenia, skromnej na razie, internetowej bazy danych porównawczych do przeprowadzania takiej kontroli.

Na podstawie przeprowadzonych badań sprawdzających jakość numerycznego modelowania wyciągnięto wnioski o charakterze ogólnym, będące jednocześnie wskazówkami dla przyszłych użytkowników programów komputerowych, zawierających podstawowe opcje modelowania CFD.

- 1. Za pomocą analizowanych pakietów CFD nie ma obecnie możliwości dokładnego zamodelowania konstrukcji skomplikowanych nawiewników, co pociąga za sobą niedokładności symulacji właściwości strug nawiewanych przez te otwory do pomieszczenia. To z kolei powoduje nieprawidłowe odwzorowanie przepływów powietrza w całym modelowanym obiekcie i wywołuje dalsze błędy, na przykład w modelowaniu rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń. Wyraźnie odczuwa się zatem w takich programach przy modelowaniu strug nawiewanych brak możliwości stosowania metody *box* lub *zadanej prędkości*, poprawiającej znacznie jakość prognozowania tych strug.
- 2. Nie wszyscy autorzy programów komputerowych tego typu przywiązują należytą wagę do wprowadzania różnych zmian do modeli numerycznych, które mogłyby pozytywnie wpłynąć na jakość modelowania przepływów. Nie chodzi tu bynajmniej o skomplikowane modele turbulencji, siatki dyskretyzacji o złożonej strukturze, czy schematy rozwiązania numerycznego wyższych rzędów, które siłą rzeczy przynależne są do bogatych pakietów o charakterze badawczym. Wniosek ten dotyczy raczej niewielkich nieraz korekt wyrażeń i współczynników, występujących w modelach turbulencji, czy w funkcjach przyściennych, wynikających z przeprowadzanych prac badawczych, które mogą w znacznym stopniu przyczynić się do poprawy dokładności modelowania, na przykład strug nawiewanych, konwekcyjnych, czy swobodnych lub wymuszonych przepływów przyściennych. Pozytywnym przykładem w tym zakresie może być korekta zrewidowanego modelu turbulencji *k-ε* w wersji 4.2 programu Flovent, po wprowadzeniu której nastąpiła wyraźna poprawa jakości modelowania strug nawiewanych.

- 3. Dlatego też przy wyborze pakietu komputerowego CFD do prognozowania przepływu w pomieszczeniach wentylowanych należy kierować się następującymi względami:
- jeśli program ma być wykorzystywany do badań rzeczywistych obiektów, liczba węzłów siatki dyskretyzacji dostępna w programie nie może być zbyt mała, jako minimum należy tu uznać liczbę 1000000 węzłów;
- w programie powinna istnieć możliwość stosowania siatek lokalnie złożonych, których wykorzystanie przyczynia się do polepszenia jakości modelowania silnie gradientowych stref przepływu;
- korzystne jest, gdy program posiada obszerną bibliotekę elementów gotowych, których wykorzystanie ułatwia tworzenie modelu obliczeniowego, zwłaszcza dotyczy to nawiewników o różnej konstrukcji, zawsze należy jednak sprawdzić, jaki jest stopień dokładności odwzorowania obiektów przez te elementy;
- bardzo poważną zaletą programu byłoby, gdyby była w nim możliwość stosowania metody box lub metody zadanej prędkości;
- dobrze jest dowiedzieć się, analizując poprzednie wersje nabywanego programu, czy autorzy programu często wprowadzają do niego różne korekty i nowości oraz czego one dotyczą.
- 4. Przy poprawianiu jakości prognozowania bardzo ważną rolę odgrywa eksperymentalna identyfikacja modelowanych przepływów powietrza wentylacyjnego, umożliwiająca dokonanie oceny dokładności wyników obliczeń numerycznych. Jednocześnie uzyskane dane pomiarowe pozwalają na uzupełnienie modelu numerycznego przez wprowadzenie ich do obliczeń jako warunków brzegowych w otworach nawiewnych (prędkość nawiewania, intensywność turbulencji, stężenia zanieczyszczeń, temperatura), na ścianach (temperatura lub strumień ciepła), w źródłach ciepła (temperatura powierzchni, moc cieplna, udział ciepła konwekcyjnego i promienistego), w źródłach zanieczyszczeń (emisja zanieczyszczenia, właściwości substancji zanieczyszczającej). Forma i zakres tego uzupełnienia eksperymentalnego zależą od posiadanych danych eksperymentalnych oraz możliwości i wymagań stosowanego programu komputerowego CFD.

Przedstawiona praca stanowi wkład autorki w rozwój badań nad prognozowaniem przepływów powietrza w pomieszczeniach, która to problematyka, ściśle związana z projektowaniem wentylacji i klimatyzacji, uchodzi dotąd za najsłabiej rozpoznaną w tej dziedzinie wiedzy technicznej. Zaproponowane w pracy metody postępowania badawczego, przeprowadzone testy i wyciągnięte wnioski mogą być przydatne przy wdrażaniu programów komputerowych CFD do projektowania rozdziału powietrza wentylacyjnego, co powinno stać się standardem w biurach projektowych już w niedługim czasie.

LITERATURA

Abramowicz G.N. (1960) : Tieorija turbulentnych strui. Izdatelstvo Fiziko-Matematičeskej Literatury, Moskwa

AIAA (1998): AIAA G-077-1998, Guide for the verification and validation of computational fluid dynamics simulations. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston USA

Annex 26 IEA Report (1998): Ventilation of Large Spaces in Buildings. Part3: Analysis and Prediction Techniques

ASHRAE Handbook. Fundamentals (2001). Chapter 32: Space Air diffusion. ASHRAE Inc. Atlanta

Awbi H.B., Ewer J.A., Patel M.K. (1996) : Vortex[@] User Manual. Version 2.1. Flowsolve Ltd

Awbi H.B.(2003): Ventilation of buildings. Chapman & Hall, London

Baturin W.W., Elterman W.M.(1963): Aeracja promyszlennych zdanij. Gos. Izdatelstvo. Literatury po Stroit. Mat., Moskwa

Blaszczok M. (2003): Badania właściwości ruchu powietrza w pomieszczeniach z wentylacją mieszającą. Sprawozdanie z pracy BW 508/2003. Praca niepublikowana. Katedra OWiTO Politechniki Śląskiej, Gliwice

Blaszczok M. (2006): Badania właściwości ruchu powietrza w pomieszczeniach z wentylacją mieszającą. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice

Borth J., Suter P. (1994): Influence of Mesh Refinement on the Numerical Prediction of Turbulent Air Flow in Rooms. Proceedings 4th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '94, Vol.1 pp.137-148, Kraków

Chen Q., Jiang L. (1992): Significant Questions in Prediction Room Air Motion. ASHRAE Trans.Vol. 98 part 1.

Chen Q., Moser A., Huber A. (1992a): Prediction of buoyant, turbulent flow by a Low-Reynolds-Number k- ε model. ASHRAE Transactions, Vol. 96 part 1.

Chen Q., Moser A., Suter P. (1992b).: A Database for Assessing Indoor Airflow, Air Quality and Draught Risk. Annex 20 IEA. Air Flow Patterns within Buildings. SFIT, Zurich

Chen Q., Jiang L. (1996):Simulation of complex air diffuser with CFD technique. Proceedings 5th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '96. Vol.1 pp.227-234, Jokohama, Japan

Chen Q., Srebric J. (2002): A procedure for verification, validation and reporting of indoor environment CFD analyses. International Journal of HVAC&R research. 8(2), pp. 201-216.

Davidson L., Nielsen P.V.(1996): Large Eddy Simulation of the Flow in a Three-Dimensional Ventilated Room. Proceedings 5th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '96. Vol. 2 pp.161-168, Yokohama, Japonia

Davidson L., Nielsen P.V.(1998): A Study of Low-Reynolds Number Effects in Backward-Facing Step Flow Using Large Eddy Simulation. Proceedings 6th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '98. Vol. 1, pp.125-132, Stockholm, Sweden

Deardorff, J.W.(1970): A numerical study of three-dimensional channel flow at large Reynolds number. Journal of Fluid Mechanic 41, pp.453-480

Denev J.A. (2003): Computational Fluid Dynamics as an advanced module of ESP-r. Part 1: The numerical grid – defining resources and accuracy. Proceeding of workshop "Integrated Building Simulation" pp.117-151. Centre ENER-INDOOR, Gliwice - Wisła, Poland .

Emvin P., Davidson L. (1996): A numerical comparison of three inlet approximations of the diffuser in case E1 Annex 20. Proceedings 5th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '96, Vol.2 pp.219-226, Yokohama, Japan

Ewert M.(1993): Simulation der Randbedingungen bei der numerischen Berechnung der Luftströmung in Raümen. Fortschritt berichte VDI. Reihe 7, Strömungstechnik. nr 233, Düsseldorf

Fanger P.O., Melikov A., Hanzawa H., Ring J. (1988): Air turbulence and sensation of draught. Energy and Building Vol.12 p.1, pp. 21-39

Flovent (2001): Introduction to Version 3.2. Lecture Notes and Tutorial. Flomerics Ltd, Surrey, UK

Gosman A.D., Ideriah F.J.K. (1976): A general computer program for two dimensional, turbulent, recirculating flows. Department of Mechanical Engineering, London 1976

Heikkinen J.(1991): Modelling of a Supply Air Terminal for Room Air Flow Simulation. 12th AIVC Conf. Ottawa

Huo Y., Zhang J., Shaw Ch., Haghighat F. (1996): A new method to describe the diffuser boundary conditions in CFD simulation. Proceedings 5th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '96, Vol.2 pp.233-240, Yokohama, Japan

Hurnik M., Popiołek Z., Mierzwiński S. (2000): Simulation of diffusers in scale model experiment of airflow distribution in ventilated rooms. Proceedings 7th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '2000. Vol.1. pp.547-552, Reading, Wielka Brytania

Hurnik M., Blaszczok M. (2002): The effect of enclosure size on the air velocity distribution in axisymetric jets. Proceedings 8th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT'2002, pp. 185-188. Kopenhagen, Denmark

Hurnik M., Lipska B. (2003): Badanie strugi nawiewanej – porównanie wyników modelowania numerycznego i eksperymentu. Materiały VIII Ogólnopolskiego Sympozjum "Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii i ochronie środowiska", str.149-156, Gliwice – Wisła

Jiang Y., Allocca C, Chen Q.: Validation of CFD Simulation for Natural Ventilation. The International Journal of Ventilation, Volume 2 Number pp. 359-369

Joergensen F.E., Popiołek Z., Melikov A.K., Silva M.G. (2004): Total uncertainty of low thermal anemometers for measurement of indoor air movements. Proceedings of the 9th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT'2004, Coimbra, Portugal

Joubert P., Sandu A., Beghein C., Allard F.(1996): Numerical study of the influence of inlet boundary conditions on the air movement in a ventilated enclosure. Proceedings 5th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '96, Vol.1 pp.235-241, Yokohama, Japan

Kateusz P., Mierzwiński S., Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z.: Badania modelowe prędkości i temperatury powietrza przy ogrzewaniu powietrznym. Sympozjum Badanie systemów w Ogrzewnictwie, Wentylacji, klimatyzacji i Ciepłownictwie. Szklarska Poręba 1986

Karimipanah M.T., Sandberg M.(1994): Decay of momentum and velocity in an axisymmetric impinging jet. Proceedings 4th International Conference On Air Distribution In Rooms ROMVENT 1994, Vol.1 pp.399-411, Kraków

Karimipanah T.(1996): Turbulent jets in confined spaces. Centre for Built Environment. Royal Institute of Technology Gavle, Sweden

Kato S., Murakami S., Kondo Y.(1994): Numerical simulation of two-dimensional room airflow with and without buoyancy by means of ASM. ASHRAE Trans. Vol. 100, part 1

Knobloch (Lipska) B. (1987): Eksperymentalny dobór parametrów strugi nawiewanej do matematycznego modelowania przepływu powietrza w pomieszczeniu wentylowanym. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice

Knobloch (Lipska) B., Mierzwiński S. (1989): Pomiary porównawcze anemometrów. Sympozjum "Turbulencja'89", Częstochowa

Knobloch (Lipska) B.(1990): Modele matematyczne rozdziału powietrza wentylacyjnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Inżynieria Środowiska, z. 32, Gliwice

Knobloch (Lipska) B., Mierzwiński S. (1990a): Comparatory tests of omnidirectional and hot wire anemometers. Proceedings 2th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT 1990, Oslo, Norway

Knobloch (Lipska) B., Mierzwiński S. (1990b): Eksperymentalny dobór warunków brzegowych przy modelowaniu rozdziału powietrza wentylacyjnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Inżynieria Środowiska, z. 33, Gliwice

Knobloch (Lipska) B., Popiołek Z. (1990): Sposób pomiaru składowych wektora prędkości średniej i wielkości turbulentnych w przepływach silnie burzliwych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Inżynieria Środowiska, z. 33, Gliwice

Knobloch-Lipska B., Mierzwiński S. (1991a): Charakterystyka strug płaskich ulegających efektowi Coandy. Materiały IV Ogólnopolskiego Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Inżynierii Środowiska, str. 90-99, Wisła

Knobloch-Lipska B., Mierzwiński S. (1991b): Problemy modelowania przepływu ciepła i powietrza pomiędzy pomieszczeniami. IV Ogólnopolskiego Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Inżynierii Środowiska, str. 100-114, Wisła

Koskela H., Heikkinen J. (2002): Calculation of thermal comfort from CFD simulation results. Proceedings of 9th International Conference on Indoor Air Quality and Climate INDOOR AIR 2002, Monterey, USA

Kriegel M., Mueller D (2005).: CFD predictions for local heat transfer values and volume flow rate of thermal plumes in room with displacement ventilation system. Proceeding of International Conferency: Energy efficient technologies in indoor environment. Centre ENER-INDOOR Gliwice, Poland

Kolniak, Przekwas, Wanik A. (1983): Metoda modelowania przepływów recyrkulacyjnych. Prace naukowe ITCiMP Politechniki Wrocławskiej 25/8, Wrocław

Ladeine F., Nearon M.D. (1997): CFD Applications in the HVAC&R Industry. ASHRAE Journal. January, pp.44-48

Launder B.E., Spalding D.B. (1972): Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, New York.

Lipska B. (1997a): Kompleksowe badania przepływu powietrza wentylacyjnego w hali

sportowej w Monachium. Materiały Konferencyjne V Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Inżynierii Środowiska, Wisła

Lipska B. (1997b): Rezultaty badawcze Aneksu 26 IEA w zakresie prognozowania przepływów wentylacyjnych. Materiały Konferencyjne V Sympozjum Zastosowanie Mechaniki Płynów w Inżynierii Środowiska, Wisła

Lipska B. (1999a): Wykorzystanie eksperymentu do poprawy wyników obliczeń numerycznych przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Zeszyt Naukowy Politechniki Śląskiej, s. Inżynieria Środowiska, z. 41, Gliwice

Lipska B. (1999b): Modelowanie przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych za pomocą programu CFD Vortex 2. Zeszyt Naukowy Politechniki Śląskiej, s. Inżynieria Środowiska, z. 41, Gliwice

Lipska B. (1999c): Numeryczne prognozowanie przepływów powietrza w wentylowanych pomieszczeniach. Część I. Charakterystyka techniki numerycznej mechaniki płynów CFD w zastosowaniu do modelowania przepływów powietrza wentylacyjnego. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 10/99,str.30-34 i 11/99 str.33-35

Lipska B. (2000): Numeryczne prognozowanie przepływów powietrza w wentylowanych pomieszczeniach. Część II . Możliwości i ograniczenia związane z wykorzystaniem techniki CFD do prognozowania przepływów wentylacyjnych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1/2000 str.30-33

Lipska B., Trzeciakiewicz Z., Popiołek Z., Mierzwiński S. (2000): Comparison of experimental and numerical tests results of the airflow in a room with displacement ventilation. Proceedings of 7th International Conference on Air Distribution in Rooms Roomvent 2000, Reading, UK

Lipska B. (2001): Testowanie programu komputerowego CFD Vortex2-NT. Materiały konferencyjne VII Ogólnopolskie Sympozjum Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii środowiska, Wisła

Lipska B., Trzeciakiewicz Z., Popiołek Z., Mierzwiński S.(2001): Praktyczne wykorzystanie numerycznego modelowania do prognozowania przepływów wentylacyjnych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 11/2001, str.17-21,31

Lipska B. i zespół (2002): Zintegrowana analiza i diagnostyka systemów wentylacji modernizowanych obiektów edukacyjnych. Raport końcowy Projektu Badawczego Nr 8 TIOB 05617. Politechnika Śląska, Gliwice

Lipska B., Nawrocki W. (2002): Wpływ wybranych wielkości na obraz przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja Nr 12 str.20-26

Lipska B., Kuciel A. (2003): Prediction of Air Flows within Rooms by FLOVENT Simulations. Proceedings of Workshop "Integrated Buildings Simulation",str.152-171. Centre ENER-INDOOR, Gliwice-Wisła

Lipska B. (2003): Testowanie programów komputerowych CFD. Materiały konferencyjne VIII Ogólnopolskie Sympozjum "Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii i ochronie środowiska – 2003", Gliwice – Wisła 2003, str.141-148

Lipska B., Hurnik M., Blaszczok M., Popiołek Z. (2003): Sprawdzenie jakości modelowania numerycznego przepływu powietrza w pomieszczeniu z wentylacją mieszającą. Materiały konferencyjne VIII Ogólnopolskiego Sympozjum "Zastosowanie mechaniki płynów w inżynierii i ochronie środowiska – 2003", Gliwice – Wisła, str.157-164

Lipska B., Hurnik M., Popiołek Z., Blaszczok M. (2004): Comparison of CFD predictions and LDA measurements in jet supplied to the enclosure. 9th International Conference on Air Distribution in Room ROOMVENT'04, Coimbra, Portugalia (artykuł wygłoszony na konferencji)

Lipska B. (2006a): Numerical prediction of the airflow in auditorium and its experimental control. Archives of Civil Engineering , Vol.1 pp.129-149

Lipska B. (2006b): Quality control of the numerical prediction of buoyant plumes and their surroundings in displacement ventilation. Archives of Civil Engineering (in the preparation to the edition)

Mierzwiński S., Majerski S. (1974): Modelowanie procesów wentylacji. Nowa technika w Inżynierii Sanitarnej. Zeszyt 4. Ogrzewanie i Wentylacja. Arkady, Warszawa

Mierzwiński S., Majerski S. (1976): Projektowanie wentylacji audytoriów i sal widowiskowych. Nowa Technika w Inżynierii Sanitarnej. Zeszyt 6. Ogrzewanie i Wentylacja. Arkady, Warszawa

Mierzwiński S., Popiołek Z. (1980): Anemometria i jej zastosowanie w badaniach modelowych procesów wentylacji i odpylania. Wydawnictwo PAN, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław

Mierzwiński S., Piotrowski J., Nawrocki W., Trzeciakiewicz Z. (1990): Aerodynamical problem of pollution source enclosure in industrial hall. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Inżynieria Środowiska 31, Gliwice

Mierzwiński S. i zespół (z udziałem Lipskiej B.) (1998): Eksperymentalna weryfikacja i doskonalenie metod matematycznego i fizykalnego modelowania przepływu powietrza wentylacyjnego w dużych pomieszczeniach. Sprawozdanie merytoryczne raportu końcowego Projektu Badawczego Nr 7 T07G 00109. Politechnika Śląska, Gliwice

Mierzwiński S. i zespół (z udziałem Lipskiej B.) (2004a): Analizy modelowe przepływów powietrza i warunków dyfuzji pyłu w pomieszczeniach przemysłowych oraz przepływowych warunków hermetyzacji źródeł pylenia z uwagi na unoszenie pyłów. Opracowanie metody diagnozowania wad rozdziału powietrza

Mierzwiński S. i zespół (z udziałem Lipskiej B.) (2004b): Kształtowanie przepływów wentylacji ogólnej i miejscowej dla ograniczania narażenia pracowników na pyły w pomieszczeniach przemysłowych. Opracowanie zaleceń i wytycznych organizowania i kontroli ruchu powietrza dla skutecznego zwalczania zagrożeń pyłami w pomieszczeniach o wysokim narażeniu na pyły. Sprawozdanie etapowe projektu badawczego nr II-5.04. Politechnika Śląska, Gliwice

Misiek S. (2000): Udoskonalenie metody modelowania numerycznego przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych dzięki wykorzystaniu wyników badań eksperymentalnych. Praca dyplomowa magisterska pod kierunkiem Lipskiej B. Politechnika Śląska, Gliwice

Musioł K. (2001): Modelowanie numeryczne przepływu powietrza w wybranym obiekcie edukacyjnym. Praca dyplomowa magisterska pod kierunkiem Lipskiej B. Politechnika Śląska, Gliwice

Mueller, D., Davidson, L. (2000): Comparison of different subgrid turbulence models and boundary conditions for large-eddy simulation. Proceedings 7th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '2000.Vol.1 pp. 301-306 Elsevier, Oxford, UK

Murakami S., Kato S., Ishida Y. (1989): 3-D Numerical Simulation of Turbulent Air Flow in and Around Buildings Based on the k-e Model with Generalized Curvilinear Coordinates ASHRAE Trans.Vol. p.2. pp. 30-56

Murakami S. (1992): Prediction, analysis and design for indoor climate in large enclosure. Proceedings 3rd International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '1992. Vol.1 pp.1-30 Aalborg,, Denmark

Murakami S., Kato S., Ooka R. (1994): Comparison of numerical predictions of horizontal nonisothermal jet in a room with three turbulence models - k- ϵ EVM, ASM and DSM. ASHRAE Trans. Vol. 100, part 2

Nawrocki W., Piotrowski J., Trzeciakiewicz Z. (1992): Poprawa skuteczności ujęcia gazów odlotowych z elektrycznego pieca łukowego. Ochrona Powietrza 1/92, str. 9-14

Nielsen P.V. (1976): Flow in air conditioned rooms. Ph. D. thesis from the Technical University of Denmark, Lyngby

Nielsen P.V. (1992): Description of supply openings in numerical models for room air distribution. ASHRAE Trans. Vol. 98 p. 1, pp.963÷971.

Oden J.T. (2002): A *posteriori* estimation of modeling and approximation error in computional science and engineering: new tools for verification and validation of computer simulations. V World Congress on Computational Mechanics. Vienna, Austria

Patel V.C., Rodi W., Scheuerer G. (1985): Turbulence models for near wall and low Reynolds number flow: A review. A/AA Journal Vol. 23, No 9.

Peng S.H., Davidson,L. (2000): The potential of large eddy simulation techniques for modeling indoor air flow. Proceedings 7th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '2000. Vol.1 pp. 295-300 Elsevier, Oxford, UK

Popiołek Z. (1987) : Badanie i modelowanie strug konwekcyjnych z uwagi na kształtowanie procesu wentylacji. Praca habilitacyjna. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Inżynieria Środowiska, z. 28, Gliwice

Popiołek Z., Melikov A. (2005a): Improved interpretation and validation of CFD predictions. Proceedings 9th International Conference on Air Distribution in Room ROOMVENT'04, Coimbra, Portugal

Popiołek Z., Melikov A. (2005b): A bench mark database and validation method for CFD predictions of airflow in a room. Proceedings of the 10 th International Conference on Indoor Air Quality and Climate Indoor Air 2005. Beijing, China

Rheinländer J.(1985): Numerische Berechnung von vorwiegend durch die Schwerkraft angetriebenen Raumströmungen. Fortschitt-Berichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 7, No 60

Schild P.G., Tjelflaar P.O., Aiulfi D.(1995): Guidelines for CFD-modelling of Atria. SINTEF Report, IEA Annex 26

Soerensen D.N., Behnesten J.C., Sogaard H.T., Christiansen P.L. (1996): Numerical simulation of turbulent airflow in a livestock building. Proceedings 5th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '96.Vol.2 pp.169-176, Yokohama, Japan

Soerensen D.N., Nielsen P.V. (2003): Quality control of computational fluid dynamics in indoor environments. Proceedings of International Conference Indoor Air

Svidt K.(1994): Investigation of inlet boundary conditions for numerical prediction of air flow in livestock buildings. Proceedings 4th International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '94.Vol. 2 pp.201-211, Kraków

Trzeciakiewicz Z., Wąsacz M. (1975): Projektowanie a efekty działania wentylacji w domach handlowych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo i Wentylacja 9/1975

Trzeciakiewicz Z., Wąsacz M.(1983): Warunki działania wentylacji w wielokondygnacyjnym budynku socjalno-produkcyjnym. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo i Wentylacja 7/8/1983

Trzeciakiewicz Z. i zespół (1999a): Badania strugi konwekcyjnej w zamkniętej przestrzeni pomieszczenia z wentylacją wyporową. Raport końcowy projektu badawczego 7 T07G 039 11. Politechnika Śląska, Gliwice

Trzeciakiewicz Z., Popiołek Z., Mierzwiński S. (1999b): Displacement ventilation forming at different airflow rates Proceedings of The 8-th International Conference Indoor Air'99. Edinburg, Scotland

Wagner P. (2004): Modelowanie numeryczne przepływu powietrza w klimatyzowanej sali audytoryjnej. Praca dyplomowa magisterska pod kierunkiem Lipskiej B. Politechnika Śląska, Gliwice

Wąsacz M., Majerski S., Trzeciakiewicz Z. (1976): Wentylacja ze strumieniowym nawiewem powietrza w salach sprzedaży domów handlowych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo i Wentylacja 6/1976.

Yuan X., Huber A., Schālin A., Hachmann P., Moser A.(1992): New Wall Functions for the Numerical Simulation of Air Flow Pattern in Rooms. International Conference On Air Distribution In Rooms ROOMVENT '1992 Vol.1 pp.75-92, Aalborg, Denmark

Yuan X., Moser A. (1993): Wall Functions for Numerical Simulation of Turbulent Natural Convection Along Vertical Plates. Part I, II, III, Swiss Federal Institute of Technology, ETH Zurich, January.

ASHRAE Standard 55 2004: Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta

EN ISO standard 7730 1995: Moderate Thermal Environments Determination of PMV and PPD. Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort. International Organization for Standardization, Geneva

PN-EN 12792: Wentylacja budynków. Symbole, terminologia i oznaczenia na rysunkach

Katalog nawiewników firmy Trox

Program komputerowy Pro-Air firmy Swegon

www.cfx-ap.com www.adaptive-research.com www.airpak.fluent.com www.ansys.com www.cd-adap.com www.cham.co.uk/phoenics www.esru.strath.ac.uk www.esru.strath.ac.uk www.exa.com www.flovent.com www.fluent.com www.ie.dtu.dk/benchmarkdata

KONTROLA JAKOŚCI NUMERYCZNEGO MODELOWANIA PRZEPŁYWU POWIETRZA W POMIESZCZENIACH WENTYLOWANYCH

Streszczenie

W monografii przedstawiono badania dotyczące sprawdzenia jakości modelowania numerycznego przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych za pomocą programów komputerowych, bazujących na podstawowych opcjach numerycznej mechaniki płynów (CFD). Dokonano przeglądu aktualnego stanu tej techniki obliczeniowej w zastosowaniu do przepływów wentylacyjnych, ze szczególnym zwróceniem uwagi na modele turbulencji, siatki dyskretyzacji i warunki brzegowe w otworach nawiewnych. Na tym tle porównano możliwości obliczeniowe trzech wykorzystywanych programów CFD: własnego Wentylacja oraz 2 pakietów komercyjnych Vortex i Flovent.

Zaproponowano metodykę kontroli jakości prognozowania przepływu za pomocą tego typu programów. Ponieważ dane literaturowe w tym zakresie mają wyrywkowy charakter, usystematyzowano przebieg takiej kontroli, przeprowadzonej z punktu widzenia użytkownika programu i zilustrowano ją własnymi przykładami obliczeniowymi, porównanymi z wynikami eksperymentu w obiektach rzeczywistych lub ich fizykalnych modelach. Przedstawiono metodykę porównań zmierzonych i obliczonych wartości wybranych parametrów powietrza.

Na sprawdzenie jakości składała się w pierwszej kolejności weryfikacja wybranych, prostych przypadków przepływu w pomieszczeniach wentylowanych w warunkach izotermicznych i nieizotermicznych. Szczególną uwagę zwrócono w niej na to, czy obrazy przepływu zostały fizycznie realnie odwzorowane, jakie zagęszczenie siatki dyskretyzacji było odpowiednie, jaki wpływ na wyniki obliczeń miały zastosowane modele turbulencji, czy zachodziło zjawisko samomodelowania przepływu oraz czy przebieg procesu iteracji zapewniał powtarzalność wyników. Na konkretnych przykładach pokazano błędy mogące się pojawiać w wynikach modelowania i podjęto próby ich wyeliminowania za pomocą dostępnych w programach środków.

Kolejnym krokiem sprawdzania jakości była walidacja modelowania podstawowych przepływów wentylacyjnych: strug nawiewanych do pomieszczenia przy wentylacji mieszającej, przepływów recyrkulacyjnych w strefie przebywania, strug konwekcyjnych nad źródłem ciepła przy wentylacji wyporowej i rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń gazowych, przy wykorzystaniu danych eksperymentalnych. Przeprowadzana w pierwszej kolejności ocena jakościowa sprowadzała się do porównania prognozowanych obrazów przepływu i rozkładów parametrów powietrza z wynikami wizualizacji przepływu lub pomiarów tych parametrów. Przy analizie ilościowej między innymi aproksymowano obliczone i zmierzone rozkłady prędkości i temperatury uniwersalnymi modelami analitycznymi badanych strug, bazującymi na rozkładzie Gaussa.

Ostatnim zaprezentowanym w monografii krokiem kontroli jakości było sprawdzenie dokładności prognozowania przepływów powietrza i ciepła w rzeczywistych obiektach wentylowanych oraz analiza występujących przy tym problemów. Badania te przeprowadzone zostały dla obiektu ze źródłem ciepła i zanieczyszczenia gazowego na przykładzie labora

torium badawczego z wentylacją mieszającą i wyporową oraz dla pomieszczenia o dużych rozmiarach i złożonej geometrii na przykładzie klimatyzowanej auli. Wykorzystano w nich wyniki obserwacji i pomiarów w warunkach *in situ*. Zaproponowano sposoby poprawy jakości modelowania w ramach dostępnych w programach środków. Sprawdzono możliwość wykorzystania wyników obliczeń numerycznych w projektowaniu wentylacji do określenia skuteczności działania odciągów miejscowych i do oceny warunków komfortu cieplnego.

Wyciągnięto wnioski ogólne dotyczące najistotniejszych przyczyn niedokładności modelowania numerycznego CFD i roli identyfikacji eksperymentalnej przepływów powietrza w ich eliminowaniu bądź zmniejszaniu. Podano także wskazówki dla nabywców programów komputerowych CFD, dotyczące dostępnych w nich opcji modelowania, które są niezbędne lub przydatne przy numerycznym prognozowaniu przepływu powietrza w pomieszczeniach wentylowanych.

QUALITY CONTROL OF NUMERICAL MODELLING OF AIRFLOW IN VENTILATED ROOMS

Summary

The scope of the monograph is the research into checking the quality of numerical modeling of airflow in ventilated rooms by computer-aided methods on the grounds of standard options of computational fluid dynamics (CFD). The current state of knowledge on this computational technique is discussed in view of ventilation airflows with particular focus on the turbulence model, discretization grid and boundary conditions in inlets. Against the background of this, the computational capabilities of three used CFD programs were compared: the author's VENTILATION program and two commercial programs VORTEX and FLOVENT.

The methodology of quality control in airflows prediction by means of the abovementioned programs is proposed. In view of a fragmentary nature of published data on this issue, an attempt at systematizing the quality control was made from the point of view of the programs' user, substantiated by the author's own examples of predictions and compared with the results of experiments conducted on the existing objects or their physical models. The comparison methodology of measured and calculated values of chosen air parameters.

The first step of the quality control was the verification of chosen simple cases of airflows in ventilated rooms in isothermal and non-isothermal conditions. Special consideration was given to the problem of accurate physical representation of flow patterns, proper selection of discretization grid refinement, the impact of the applied turbulence models on the results of the computations. The answers for the questions about the occurrence of the self-modelling of airflow and repeatability of the results provided in the course of the iteration process were given. Examples of errors that may appear in the modeling results were showed followed by attempts at their elimination by the means offered by the programs.

The next step in quality control was the validation of modeling of elementary ventilation airflows: inlet jets supplied to rooms in mixing ventilation, recirculation flows in the occupied zones, buoyant plumes and heat sources in displacement ventilation and the spread of gaseous contaminant on the bases of experimental data. The qualitative assessment involved the comparison of the predicted flow patterns and distribution of air parameters with the results of the visualization of airflow or with the measurements of the parameters. The quantitative assessment included the approximation of the calculated and measured distributions of velocity and temperature by means of universal analytical models of the tested jets and plumes on the basis of the Gaussian profile.

The last step of the quality control procedure presented in the monograph is accuracy checking of the prediction of airflows and heat flows in the existing ventilated rooms and the analysis of the problems that occurred. The tests of airflows in the room with heat sources and gaseous contaminant on the example of test laboratory in mixing ventilation and in displacement ventilation, as well as big size facilities with complex geometry on the example of air-conditioned auditorium, were executed. The results of experiments and observation in real conditions were used in this analysis. Methods of improving the quality of modeling within the framework of the options offered by the discussed programs were proposed. The possibility of use of numerical simulation results in design of ventilation to determination of local exhaust efficiency and to thermal comfort assessment was checked. The general conclusions concerning the most significant reasons of the inaccuracy of CFD numerical modelling and the role of experimental identification of the airflow in their elimination or reduction were drawn. The indications for CFD computer codes purchasers were given, concerning the modelling options, available in them, that are indispensable or helpful in numerical prediction of airflow in ventilated rooms.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel./fax (0-32) 237-13-81 http://wydawnictwo.polsl.pl

Sprzedaż i Marketing

tel. (0-32) 237-18-48

wydawnictwo_mark@polsl.pl

Nakł. 100+50	Ark. wyd. 1	7 Ark. druk, 12	Papier offset. 70x100,80g	
Oddano do druku 20.06.2006 r.		Podpisano do druku 20.06.2005 r.	Druk ukończ. w lipcu 2006 r.	

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1 zam. 235/06

Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

GLIWICE

- Punkt Sprzedaży Wydawnictwa na Wydziale Górnictwa i Geologii ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- "FORMAT" Akademicka 5 na Wydziale Budownictwa
- "LAMBDA" ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- "MERCURIUS" ul. Prymasa S. Wyszyńskiego 14 b (032) 230-47-22
- "ŻAK" ul. Kaszubska (budynek Biblioteki)

BIAŁYSTOK

- Dom Książki (Księgarnia 84) ul. Wiejska 45 c
- EKOPRESS Księgarnia Wysyłkowa ul. Brukowa 28 (085) 746-04-95

GDAŃSK

EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

KATOWICE

- Punkt Sprzedaży na Wydziale Transportu ul. Krasińskiego 8
- Hurtownia "DIK" ul. Dulęby 7 (032) 204-82-30
- Hurtownia "JERZY" ul. Słoneczna 24 (032) 258-99-58

KRAKÓW

- Techniczna ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- Punkt Sprzedaży WND AGH, Al. Mickiewicza 30 (012) 634-46-40

ŁÓDŹ

- "POLITECHNIKA 100" ul. Żeromskiego 116 PŁ.
- Hurtownia "BIBLIOFIL" ul. Jędrowizna 9a (042) 679-26-77

OPOLE

BK - "POLITECHNIKA" – Wydz. Budownictwa, ul. Katowicka 48 (077) 456-50-58 wew.333

POZNAŃ

- Księgarnia "POLITECHNIK" ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- Księgarnia Techniczna ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

RYBNIK

- "ORBITA" ul. Rynek 12
- "NEMEZIS" ul. Hallera 26

TYCHY

"I JA TOURS" - ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

WARSZAWA

- ◆ Studencka Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- Techniczna ul. Kaliskiego 15 (022) 666-98-02
- Techniczna ul. Świętokrzyska 14
- ♦ MDM ul. Piękna 31

WROCŁAW

• "TECH" - ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27

ZABRZE

• Punkt Sprzedaży na Wydziale Organizacji i Zarządzania- ul. Roosevelta 26

BIBLIOTEKA GŁÓWNA Politechniki Śląskiej Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zwycięstw 27, tel. 230 4