www.biswbis.pb.edu.pl

CIVIL AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING 1 (2010) ISNN: 2081-3279 BUDOWNICTWO I INŻYNIERIA ŚRODOWISKA

WYZNACZANIE PARAMETRÓW KOMFORTU CIEPLNEGO W POMIESZCZENIU MIESZKALNYM

Aneta BOHOJŁO*

Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, ul Wiejska 45 C, 15-351 Białystok

Streszczenie: W pracy przeprowadzono ocenę stanu wentylacji pomieszczenia mieszkalnego, pokoju w domku jednorodzinnym, na podstawie wyznaczonych z obliczeń numerycznych parametrów komfortu cieplnego. Parametry globalne (przewidywana ocena średnia *PMV* i przewidywany odsetek osób niezadowolonych *PPD*) i parametry lokalne (między innymi temperatura wynikowa, wilgotność względna) wyznaczono z rozwiązania numerycznego nieustalonego zagadnienia wentylacji pomieszczenia mieszkalnego w programie ANSYS-CFX.

Słowa kluczowe: wentylacja, parametry komfortu cieplnego, symulacja numeryczna.

1. Wprowadzenie

Modelowanie numeryczne zagadnień wentylacji pomieszczeń mieszkalnych, biurowych oraz użytkowych jest w ostatnich latach tematem wielu prac naukowych (Abanto i in., 2004; Evola i Popov, 2006; Lin i in., 2007; Stamou i Katsiris, 2006). Przeprowadzenie takiego rodzaju obliczeń umożliwia w szerszy sposób zbadanie zagadnienia wentylacji pomieszczeń na etapie projektowania budynku, co znacznie zmniejsza koszty inwestycji oraz ewentualnych badań.

Celem niniejszej pracy było sprawdzenie wpływu wybranego rodzaju wentylacji na komfort cieplny panujący w pomieszczeniu mieszkalnym poprzez analizę parametrów komfortu termicznego wyznaczonych na podstawie wyników obliczeń numerycznych uzyskanych z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX. Podobny temat został już podjęty w pracach Bohojło (2008) oraz Bohojło i Kołodziejczyk (2009).

Określenie uczucia komfortu cieplnego w pomieszczeniach jest trudne, gdyż jest ono odczuwalne indywidualnie i subiektywnie. W celu określenia odczuć cieplnych dużych grup ludzkich sformułowano specjalne wskaźniki komfortu cieplnego w postaci przewidywanej oceny średniej oraz procentu osób niezadowolonych z warunków panujących w pomieszczeniu.

2. Parametry komfortu cieplnego

Wskaźniki komfortu i dyskomfortu cieplnego zostały ujęte w normie PN-EN ISO 7730:2006 (U). Za najważniejsze parametry komfortu globalnego przyjęto *PMV* (*Predicted Mean Vote*), przewidywaną ocenę średnią, wyrażoną w skali od –3 do +3 oraz *PPD* (*Predicted Percentage of Dissatisfied*), czyli przewidywany procent osób niezadowolonych. Do wskaźników komfortu bądź dyskomfortu lokalnego można zaliczyć między innymi: przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu, przewidywany odsetek osób niezadowolonych z różnicy temperatury pomiędzy głową a kostkami nóg oraz przewidywany odsetek osób niezadowolonych z temperatury podłogi.

Przewidywaną ocenę średnią *PMV* wyznacza się ze wzoru (Fanger**,** 1974):

$$\begin{aligned} PMV = & \left(0{,}352e^{-0{,}042\left(\frac{Q_M}{A_{Du}}\right)}+0{,}032\right)\left\{\frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta)\right. \\ & -0{,}35\left[43-0{,}061\frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta)-p_w\right]-0{,}42\left[\frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta)-50\right] \\ & -0{,}0023\frac{Q_M}{A_{Du}}(44-p_w)-0{,}0014\frac{Q_M}{A_{Du}}(34-t_w) \\ & \left.-3{,}4\cdot10^{-8}f_{cl}\left[(t_{cl}+273)^4-(T_{mrt}+273)^4\right]-f_{cl}\alpha_k(t_{cl}-t_w)\right\} \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie A_{Du} jest powierzchnią DuBois (powierzchnia ciała ludzkiego) w m^2, Q_M oznacza ciepło metaboliczne w W, η to sprawność ruchowa ciała, p_w jest ciśnieniem cząstkowym pary wodnej w otaczającym powietrzu w mmHg, t_w jest temperaturą powietrza w °C, f_{cl} jest stosunkiem pola powierzchni ciała okrytego odzieżą do pola powierzchni ciała odkrytego, t_{cl} jest średnią temperaturą powierzchni ciała ludzkiego okrytej odzieży w °C, T_{mrt} jest średnią temperaturą promieniowania w °C, α_k oznacza współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję w W/m^{2}K. Temperaturę t_{cl} wyznacza się z równania:

* Autor odpowiedzialny za korespondencję. E-mail: gedune@wp.pl

$$t_{cl} = 35{,}7 - 0{,}032\frac{Q_M}{A_{Du}}(1-\eta) - 0{,}18\Lambda_{cl} \\ \left\{3{,}4\cdot 10^{-8} f_{cl}\left[(t_{cl}+273)^4 - (T_{mrt}+273)^4\right]\right. \\ \left. + f_{cl}\alpha_k(t_{cl}-t_w)\right\} \quad (2)$$

gdzie Λ_{cl} oznacza opór przewodzenia ciepła odzieży w clo.

Przewidywalny odsetek osób niezadowolonych przedstawia wrażenia cieplne pewnej grupy osób, które są niezadowolone z warunków termicznych panujących w określonym pomieszczeniu. Określa się go wzorem (Fanger, 1974):

$$PPD = 100 - 95\cdot e^{(0{,}03353\cdot PMV^4 + 0{,}2179\cdot PMV^2)}. \quad (3)$$

Przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu *DR* (*draught rating*), jest opisany wzorem (PN-EN ISO 7730: 2006):

$$DR = (34-t)(v-0{,}05)^{0{,}62}(0{,}37\,vT_u + 3{,}14), \quad (4)$$

gdzie t oraz v to odpowiednio temperatura w °C i średnia prędkość powietrza w m/s, T_u jest intensywnością turbulencji.

Wzór (4) obowiązuje w zakresie zmienności parametrów: t = 20 ÷ 26 °C, v < 0,5 m/s i T_u = 6 ÷ 10%; dla v < 0,05 m/s przyjmuje się v = 0,05 m/s, natomiast w przypadku uzyskania DR > 100%, przyjmuje się wartość DR = 100%.

Ważnym wskaźnikiem lokalnym komfortu cieplnego jest również wilgotność względna powietrza *RH*, wyznaczana w ze wzoru:

$$RH = \frac{\rho}{\rho_m}100\% \quad (5)$$

gdzie ρ jest gęstością pary wodnej, ρ_m jest gęstością pary wodnej nasyconej.

Temperaturę odczuwalną, opisuje się liczbowo między innymi przez określenie temperatury wynikowej *DRT* (*Dry Resultant Temperature*) wyznaczanej ze wzoru (Awbi, 2003):

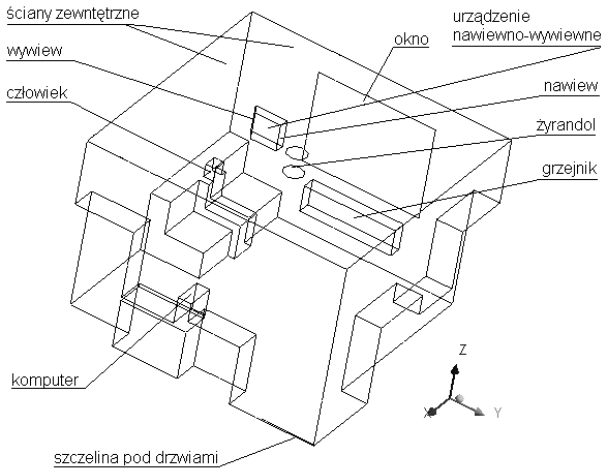
$$DRT = \frac{t_{mrt} + 3{,}17t\sqrt{v}}{1 + 3{,}17\sqrt{v}} \quad (6)$$

gdzie: t_{mrt} to średnia temperatura promieniowania w °C, otrzymywana z prawa Stefana-Boltzmana, t jest temperaturą w °C i v jest prędkością powietrza w m/s; dla v < 0,1 m/s przyjmuje się $DRT = (t_{mrt} + t)/2$.

Po przeprowadzeniu symulacji numerycznej zagadnienia wentylacji w programie ANSYS-CFX wykonano ocenę komfortu cieplnego. W tym celu wykorzystano wskaźniki globalne *PMV* (1) i *PPD* (3) oraz lokalne *DR* (4), *RH* (5) i *DRT* (6).

3. Opis pomieszczenia mieszkalnego

Obliczenia zostały wykonane dla rzeczywistego pomieszczenia mieszkalnego zlokalizowanego w domku jednorodzinnym z lat siedemdziesiątych ubiegłego wieku. Geometria pomieszczenia z jego najważniejszymi elementami została przedstawiona na rys. 1. Przedstawia on obszar przepływowy wypełniony czynnikiem roboczym. Ze względu na konieczność ograniczenia liczby węzłów w siatce obliczeniowej kształt większości elementów został uproszczony. Uproszczenia tego rodzaju są szeroko stosowane w obliczeniach numerycznych zagadnień wentylacji (Evola i Popov, 2006; Lin i in., 2007; Stamou i Katsiris, 2006), niezwykle rzadko występują publikacje w których geometria elementów jest bardziej szczegółowa (Abanto i in., 2004; Sørensen i Voigt, 2003).



Rys. 1. Geometria badanego pomieszczenia

Gabaryty pomieszczenia: 4m x 4m x 2,8m. W obliczeniach uwzględniono następujące źródła ciepła: człowiek, grzejnik, komputer oraz żyrandol. Uwzględniono również przenikanie ciepła przez okno oraz ściany zewnętrzne. Nie uwzględniono zysków ciepła od promieniowania słonecznego.

Wentylacja w pomieszczeniu odbywa się dzięki zastosowaniu urządzenia nawiewno-wywiewnego widocznego na rys. 1. Urządzenie to wyposażone jest w kilka biegów. Do obliczeń wykorzystano bieg 10, którego wydajność wynosi 55 m^3/h. Dzięki wyposażeniu urządzenia w wymiennik ciepła możliwe jest odzyskiwanie powyżej 50% ciepła z zużytego powietrza, ciepło te wykorzystywane jest do podgrzania powietrza świeżego. Dodatkowo przepływ powietrza (napływ lub wypływ) możliwy jest również przez szczelinę znajdującą się pod drzwiami prowadzącymi do dalszej części domu. Wymiary szczeliny 0,8m x 0,02m.

4. Model matematyczny

Przepływem powietrza (czynnika roboczego) w pomieszczeniu rządzą podstawowe zasady bilansowe

mechaniki: zasada zachowania masy, zasada zachowania pędu i zasada zachowania energii. Ich różniczkowe postacie to:
– równie ciągłości:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \tag{7}$$

gdzie ρ jest gęstością czynnika, $\vec{v}$ jest wektorem prędkości;
– równie ruchu Naviera-Stokesa:

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \vec{f} \tag{8}$$

gdzie *p* jest to ciśnienie, zaś

$$\tau = \mu \left(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right); \tag{9}$$

τ jest tensorem naprężeń, $\vec{f}$ jest jednostkową siłą masową;
– równanie energii:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial (\rho h_c)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} h_c) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \\ &+ \nabla \cdot \left(\vec{V} \cdot \tau \right) + \vec{V} \cdot \vec{f} + S_E \end{aligned} \tag{10}$$

gdzie $h_c = e + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} V^2$ definiuje entalpie całkowitą, *e* jest energią wewnętrzną, λ jest współczynnikiem przewodzenia, S_E jest źródłem ciepła. Przedstawione równania muszą być uzupełnione o odpowiednie warunki początkowe i brzegowe.

W przypadku ruchu turbulentnego rozwiązywanie równania ruchu w formie Naviera-Stokesa jest nieefektywne, ze względu na zbyt małe moce współczesnych komputerów, nie pozwalające na wystarczające zagęszczenie siatki obliczeniowej. Z tego powodu zwykle równania te zastępuje się równaniami Reynoldsa, uzyskanymi w wyniku zastosowania metody RANS. W celu rozwiązania układu równań wprowadza się dodatkowe równania, tzw. modele turbulencji. W niniejszej pracy zastosowano model turbulencji *k-ε* w formie zmodyfikowanej RNG, szeroko stosowany w tego typu obliczeniach (Heiselberg i in., 2008).

Program ANSYS-CFX rozwiązuje zagadnienia cieplno-przepływowe opisane równaniami RANS metodą objętości kontrolnych wykorzystując funkcje kształtu do przybliżenia wartości zmiennych w obrębie objętości kontrolnej (ANSYS-CFX, 2006).

5. Modelowanie numeryczne

Modelowanie numeryczne z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX wymaga stworzenia modelu geometrycznego, utworzenia siatki obliczeniowej, wyboru czynnika roboczego, określenia rodzaju wymiany ciepła i rodzaju przepływu, czyli modelu turbulencji, sformułowania warunków brzegowych i początkowych, doboru parametrów rozwiązania oraz przeprowadzenia obliczeń.

W badanym przypadku czynnikiem roboczym było powietrze wilgotne, będące mieszaniną powietrza suchego o parametrach gazu doskonałego oraz pary wodnej. Parametry pary wodnej zostały pobrane z biblioteki IAPWS IF97, zaimplementowanej w programie ANSYS–CFX. Dodatkowo rozróżniono powietrze „świeże”, napływające z zewnątrz oraz powietrze „stare”, znajdujące się w pomieszczeniu. W rezultacie czynnikiem roboczym była mieszanina (idealna) powietrza „starego”, pary wodnej oraz powietrza „świeżego”. Rozróżnienie rodzajów powietrza w mieszaninie pozwoliło na łatwą analizę powietrza napływającego z zewnątrz. Ze względu na wagę konwekcji naturalnej w badanym zagadnieniu, model fizyczny przepływu uwzględniał oddziaływanie grawitacyjne Ziemi. Określenie parametrów komfortu cieplnego wymagało wyznaczenia średniej temperatury promieniowania; w modelu fizycznym procesu zastosowano model promieniowania Discrete Transfer polecany przez dokumentację ANSYS-CFX do tego typu obliczeń.

Symulacja została podzielono na dwa etapy. Etap pierwszy stanowiła symulacja nieustalona konwekcji naturalnej wywołanej przez nagłe „włączenie” wewnętrznych źródeł ciepła: grzejnika (700W), żyrandola (150W), komputera (150W). W nieruchomym powietrzu pierwotnie jednorodnym temperaturowo (20°C) o wilgotności względnej 40%, uwzględniony został również wpływ człowieka. Człowiek odpoczywający na siedząco generuje strumień ciepła (85W) oraz pary wodnej (41 g/h) (Fanger**,** 1974). W obliczeniach uwzględniono straty ciepła przez przegrody nieprzezroczyste (ściany zewnętrzne) ze współczynnikiem przenikania dla budnków budowanych w latach 1976-1983 równym 1,163 W/m^{2}K a wyznaczonym wg normy PN-74/B03404 oraz przenikalność cieplną okna ze współczynnikiem przenikania 1,1 W/m^{2}K. Ciśnienie odniesienia wynosiło 0,1MPa. Do obliczeń przyjęto temperaturę na zewnątrz wynoszącą -5°C. Drzwi do pomieszczenia były zamknięte, ale przepływ powietrza możliwy był przez szczelinę pod drzwiami (rys. 1) przy ciśnieniu względnym 0Pa. Powietrze napływające z dalszej części mieszkania miało temperaturę 20°C i wilgotność względną 40%.

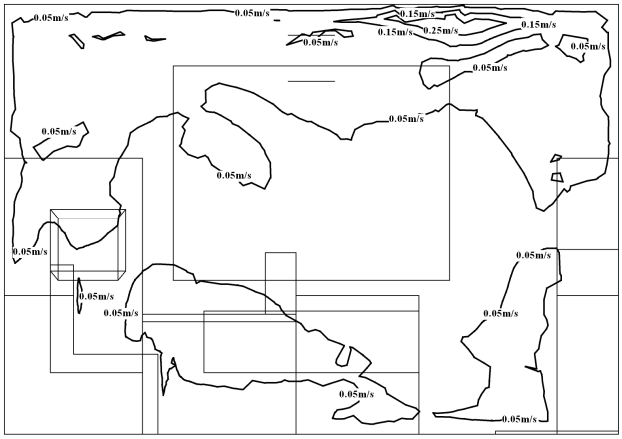
W drugim etapie, po upływie 20s od „uruchomienia” źródeł ciepła, zostało włączone urządzenie nawiewno-wywiewne, umożliwiając tym samym napływ powietrza z zewnątrz o parametrach: 15°C (powietrze zostało nagrzane przez wymiennik ciepła zainstalowany w urządzeniu nawiewno-wywiewnym) i wilgotności względnej 100% oraz wywiew powietrza. Napływ i wywiew powietrza odbywał się ze stałą prędkością 0,5 m/s, normalną do powierzchni wlotu.

W obliczeniach zastosowano model turbulencji *RNG k-ε* ze skalowalną funkcją ścianki; założono przy tym intensywność turbulencji równą 5%.

6. Wyniki obliczeń

Do obliczeń wykorzystano siatkę o liczbie węzłów 67044. Symulację przeprowadzono do osiągnięcia czasu 100s, to znaczy w czasie 80s pracy nawiewnika. Większość wyników zaprezentowanych w niniejszej pracy obrazuje stan komfortu cieplnego dla tej chwili czasowej.

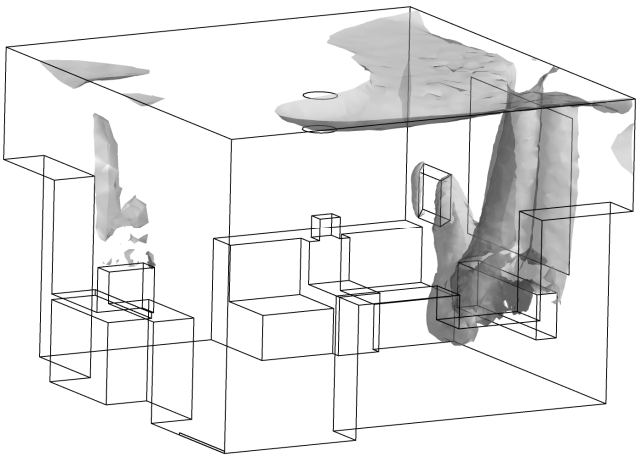
W pierwszym etapie symulacji, to znaczy podczas konwekcji naturalnej nad wewnętrznymi źródłami ciepła, człowiekiem, grzejnikiem, komputerem oraz żyrandolem można było zaobserwować powstały prąd konwekcyjny poruszający się ku górze w kierunku sufitu. Najintensywniejszy strumień unoszenia znajdował się nad grzejnikiem w płaszczyźnie okna.



Rys. 2. Izolinie prędkości w płaszczyźnie x = 1m, przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka, dla czasu 100s

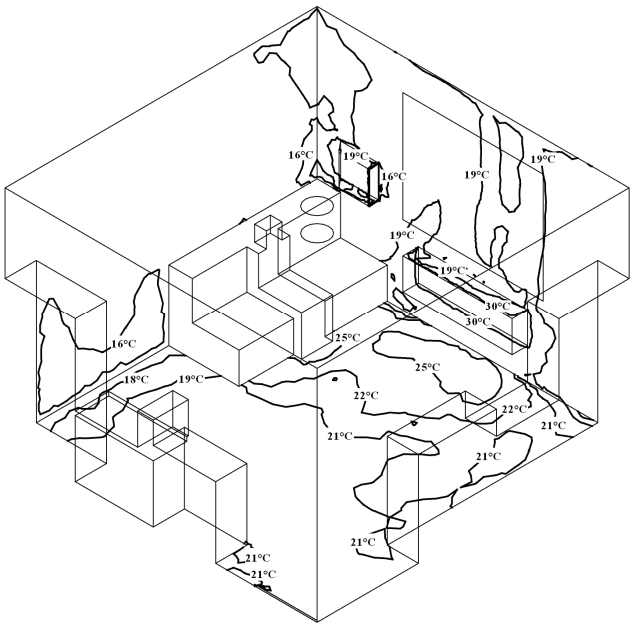
Po włączeniu urządzenia nawiewno-wywiewnego do pomieszczenia zaczęło napływać chłodniejsze powietrze z zewnątrz, ogrzane w nawiewniku do temperatury 15°C. Dość silny prąd konwekcyjny w płaszczyźnie okna, poruszający się ku górze, spowodował zawirowanie tego powietrza w pobliżu sufitu. Chłodniejsze powietrze ogrzane w zetknięciu z cieplejszym prądem konwekcyjnym poruszało się z urządzenia nawiewno-wywiewnego w kierunku podłogi po lewej stronie okna oraz dalej po płaszczyźnie okna w kierunku sufitu. Ruch powietrza w pomieszczeniu odgrywał istotny wpływ na kształtowanie warunków komfortu cieplnego.

Na rys. 2 przedstawione zostały kontury prędkości w płaszczyźnie x = 1m przechodzącej przez miejsce odpoczynku człowieka i równoległej do powierzchni okna. Mimo oddalenia płaszczyzny od okna można zaobserwować widoczny wir powietrza pod sufitem. Maksymalną prędkość przepływu około 0,63m/s otrzymano na powierzchni okna w wyniku działania prądów konwekcyjnych spowodowanych grzejnikiem. Prędkość przepływu w szczelinie pod drzwiami wynosiła około 0,1m/s. W rejonie przebywania człowieka prędkość powietrza wynosiła mniej od dopuszczalnej 0,2-0,3m/s.



Rys. 3. Powierzchnia stałej wartości wskaźnika *DR* = 3% dla czasu 100s

Współczynnik przeciągu *DR* (przewidywany odsetek osób niezadowolonych z przeciągu) największą wartość rzędu 13-16% osiągnął w okolicach grzejnika oraz okna, czyli w miejscach najintensywniejszych prądów konwekcyjnych, oraz w pobliżu nawiewu. Na rys. 3 przedstawiona została powierzchnia stałej wartości współczynnika przeciągu równa *DR* = 3%. W większości pomieszczenia wartość parametru *DR* była dużo mniejsza.

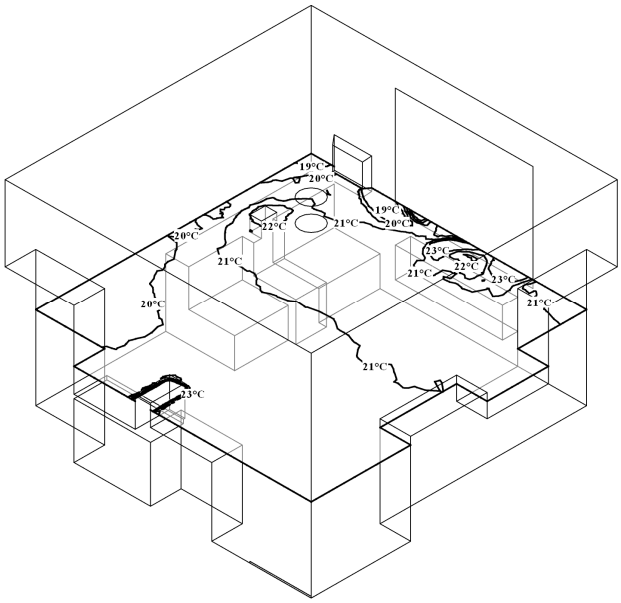


Rys. 4. Izotermy na powierzchni ścian zewnętrznych i podłogi badanego pomieszczenia dla czasu 100s

Temperatura powietrza w pomieszczeniu mieściła się w zakresie od 15°C na powierzchni wlotu do około 50°C na powierzchni grzejnika oraz około 40°C w okolicach źródeł ciepła komputera i żyrandola. Rys. 4 prezentuje izolinie temperatury na powierzchni podłogi i ścianach zewnętrznych badanego pomieszczenia. Wskutek działania wewnętrznych źródeł ciepła wzrasta temperatura ścian zewnętrznych, okna oraz podłogi w okolicach grzejnika.

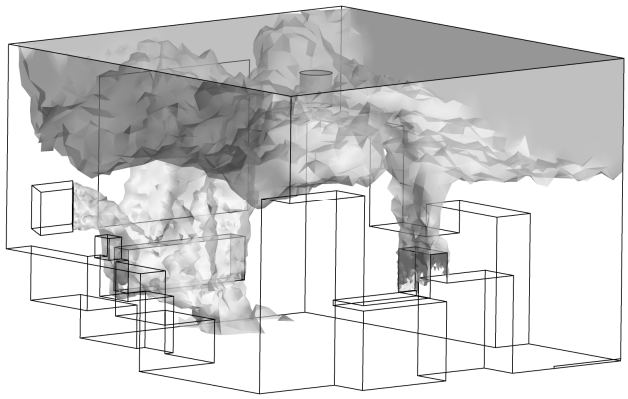
Na rys. 5 przedstawiono izolinie temperatury wynikowej *DRT* w płaszczyźnie równoległej do podłogi

i oddalonej od niej o 1,1m. Płaszczyzna ta znajduje się na poziomie głowy siedzącego człowieka. Temperatura odczuwalna dla czasu 100s mieści się w zalecanym zakresie 20-22°C.



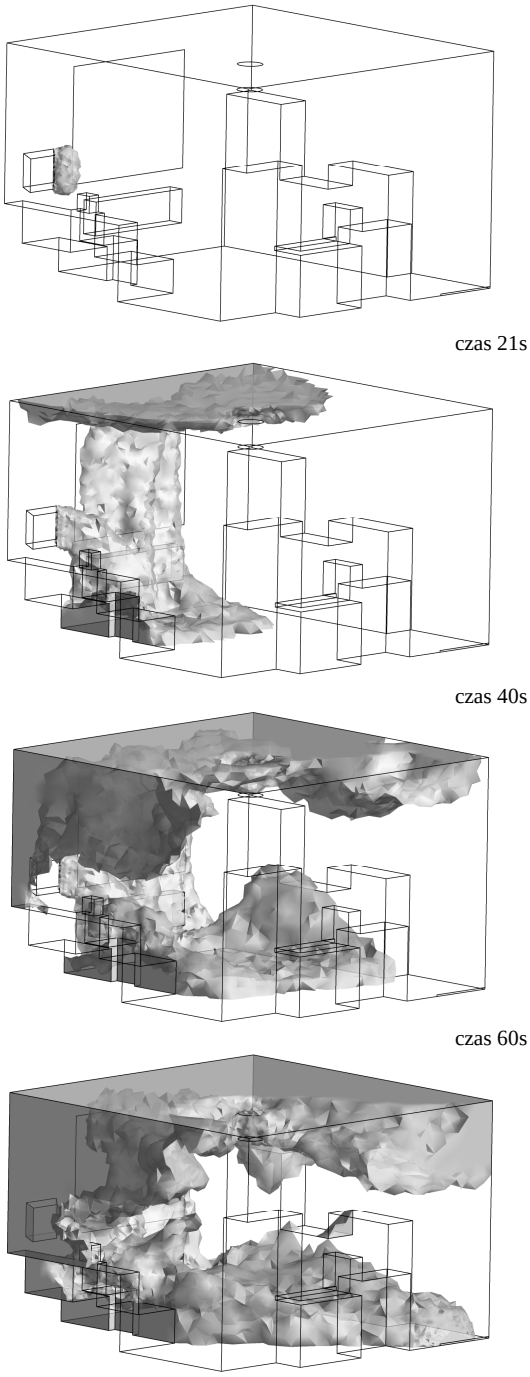
Rys. 5. Izotermy *DRT* na płaszczyźnie równoległej do podłogi odległej od niej o 1,1m dla czasu 100s

Wewnętrzne źródła ciepła wywierają olbrzymi wpływ na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu. Wpływ tych źródeł jest wyraźnie widoczny na rys. 6, który prezentuje obszar pomieszczenia o wilgotności względniej mniejszej niż 40%, niekorzystnej z punktu widzenia samopoczucia człowieka. Obserwacje zachowania rozkładów wilgotności w czasie wskazują na powiększanie się obszaru o niekorzystnie niskiej wilgotności względnej *RH*, spowodowanej grzaniem wewnętrznymi źródłami ciepła oraz wywołanymi przez nie prądami konwekcyjnymi.



Rys. 6. Wilgotność względna $RH \leq 40\%$ dla czasu 100s

Zastosowanie w modelu fizycznym czynnika roboczego podzielonego na powietrze świeże (zewnętrzne) oraz stare (wewnętrzne) umożliwiło wizualizację napływu powietrza zewnętrznego oraz obserwację jego rozpływu po pomieszczeniu. Rys. 7 przedstawia wykresy objętości powietrza zawierające co najmniej 0,01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie 21, 40, 60 oraz 80 s. Ukazuje on proces rozprzestrzeniania się w pomieszczeniu powietrza świeżego napływającego z zewnątrz. Powietrze wypływając z urządzenia nawiewno-wywiewnego kieruje się w stronę lewego naroża okna i podłogi pomiędzy człowiekiem a oknem, następnie zostaje unoszone przez prąd konwekcyjny w płaszczyźnie okna w kierunku sufitu. W pomieszczeniu po czasie 100s w 62% objętości znajduje się już powietrze o udziale masowym 0,01 powietrza świeżego.



czas 21s

czas 40s

czas 60s

czas 80s

Rys. 7. Wykresy objętości pomieszczenia zawierające co najmniej 0,01 udziału masowego powietrza świeżego po czasie 21s; 40s; 60s oraz 80s

Wyznaczenie parametrów globalnych komfortu cieplnego *PMV* (1) oraz *PPD* (3) wymaga określenia temperatury ciała t_{cl}, którą uzyskuje się w wyniku rozwiązania równania nieliniowego (2). Wymaga to zaprogramowania procedury obliczeniowej w Fortranie. Ze względu na brak kompilatora Fortranu współpracującego z programem ANSYS-CFX w niniejszej pracy ograniczono się do wyznaczenia jedynie uśrednionych w całym pomieszczeniu wartości parametrów globalnych komfortu cieplnego *PMV* i *PPD*, posiłkując się przy tym kalkulatorem udostępnionym na stronie www.healthyheating.com/solutions.htm.

Do obliczeń przyjęto: wydatek energetyczny osoby przebywającej w pomieszczeniu równy 1 met (dla osoby odpoczywającej w pozycji siedzącej) oraz opór przewodzenia ciepła odzieży 0,6 clo. Z postprocesora ANSYS-CFX pobrano: średnią w pomieszczeniu temperaturę promieniowania równą 22,01°C, uśrednioną wilgotność względną - 41,62%, prędkość powietrza 0,068m/s oraz średnią temperaturę powietrza równą 20,8°C. W wyniku obliczeń otrzymano następujące wartości globalnych wskaźników komfortu cieplnego: *PMV* = - 1,5, *PPD* = 50,9%.

7. Podsumowanie

Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że warunki panujące w badanym pomieszczeniu nie byłyby komfortowe dla 50,9% osób znajdujących się w pomieszczeniu. Z uzyskanej przewidywanej oceny średniej *PMV* wynika, że duża grupa osób opisałaby swoje wrażenia cieplne jako chłodne bądź dość chłodne.

Celem niniejszej pracy było wyznaczenie parametrów komfortu cieplnego w pomieszczeniu mieszkalnym przy wykorzystaniu modelowania numerycznego. Pozwala ono na szybkie zbadanie wpływu rodzaju wentylacji na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu mieszkalnym. Przy wykorzystaniu takiego typu obliczeń bardzo ważne jest wypracowanie właściwego sposobu modelowania badanego zagadnienia oraz umiejętność oceny dokładności rozwiązania numerycznego. Duży wpływ na jakość uzyskanych wyników ma również siatka obliczeniowa. Reasumując, by uzyskać dobrej jakości wyniki obliczeń potrzebna jest gęsta siatka obliczeniowa i dobry sprzęt komputerowy.

Literatura

Abanto J., Barrero D., Reggio M., Ozell B. (2004). Airflow modeling in a computer room, *Building and Environment*, Vol. 39, 1393-1402.

ANSYS-CFX (2006) Release 11.0: Theory.

Awbi H. B. (2003), Ventilation of Buildings. *Taylor&Francis*, New York.

Bohojło A. (2008). Modelowanie systemu wentylacji pomieszczeń z wykorzystaniem programu ANSYS-CFX. *Praca Dyplomowa Magisterska*, Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny.

Bohojło A., Kołodziejczyk M. (2009), Modelowanie numeryczne parametrów lokalnych komfortu cieplnego, *Acta mechanica et automatic*. Vol. 3, No. 1, 14-23.

Evola G., Popov V. (2006). Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings. *Energy and Buildings*, Vol. 38, No. 5, 491-501.

Fanger O. (1974). Komfort Cieplny. *Wyd. Arkady*, Warszawa.

Heiselberg P., Murakami S., Roulet C. A. (2008). Ventilation of Large Spaces in Buildings. Analysis and prediction technics. *Energy Conservation in Buildings and Community Systems, I EA Annex 26: Energy Efficient Ventilation of Large Enclosures.*

Lin Z., Chow T. T., Tsang C. F. (2007). Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building. *Building and Environment*, Vol. 42, No. 3, 1335-1347.

Sørensen D. N., Voigt L. K. (2003). Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computantional fluid dynamics. *Building and Environment*, Vol. 38, No. 6, 753-762.

Stamou A., Katsiris I. (2006). Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer. *Building and Environment*, Vol. 41, No. 9, 1171-1181.

DETERMINATION OF THERMAL COMFORT FACTORS IN A HABITABLE ROOM

Abstract: The purpose of this paper is to assess the thermal comfort in a habitable room via numerical analysis of an unsteady ventilation problem with ANSYS-CFX. Reynolds averaged Navier-Stokes equation (*RANS*) approach with *k-ε RNG* turbulence model was applied to obtain numerical results used to evaluate global (*PMV* – predicted mean vote and *PPD* – predicted percentage of dissatisfied) and local (*DR* – draught rating, *DRT* – dry resultant temperature *RH* – relative humidity) thermal comfort factors.