ŚRODOWISKO

W Y D A W N I C T W O

CZASOPISMO TECHNICZNE

TECHNICAL TRANSACTIONS

4-Ś/2012

ZESZYT 28
ROK 109

ISSUE 28
YEAR 109

P O L I T E C H N I K I K R A K O W S K I E J

ENVIRONMENTAL ENGINEERING

ŚRODOWISKO

W Y D A W N I C T W O
P O L I T E C H N I K I K R A K O W S K I E J

Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej Jan Kazior *Chairman of the Cracow University of Technology Press Editorial Board*

Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego Wydawnictw Naukowych Józef Nizioł *Chairman of the Editorial Board*

Architektura	Dariusz Kozłowski	*Architecture*
Automatyka	Piotr Kulczycki	*Automatic Control*
Budownictwo	Marek Piekarczyk	*Civil Engineering*
Chemia	Krzysztof Pielichowski	*Chemistry*
Elektrotechnika	Piotr Drozdowski	*Electrical Engineering*
Informatyka	Stanisław Deniziak	*Computer Science and Information Systems*
Mechanika	Józef Gawlik	*Mechanics*
Nauki Podstawowe	Włodzimierz Wójcik	*Fundamental Sciences*
Środowisko	Stanisław Kandefer	*Environmental Engineering*

Sekretarz Sekcji Dorota Sapek *Section Editor*
Opracowanie redakcyjne Aleksandra Urzędowska, Michał M. Stachowski *Editorial Compilation*
©Copyright by Politechnika Krakowska Kraków 2012

CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS

Wersją pierwotną Czasopisma Technicznego jest wersja on-line

ISSN 0011-4561
ISSN 1897-6336

Wydawnictwo jest rejestrowane w bazach danych
BazTech ***http://baztech.icm.edu.pl***
Index Copernicus ***http://journals.indexcopernicus.com***

The CUT Press is registered in the databases
BazTech ***http://baztech.icm.edu.pl***
Index Copernicus ***http://journals.indexcopernicus.com***

Wydawnictwo PK, ul. Skarżyńskiego 1, 31-866 Kraków
tel.: 12 628 37 25; fax: 12 628 37 60
e-mail: wydawnictwo@pk.edu.pl
Adres do korespondencji: ul. Warszawska 24
31-155 Kraków

Projekt okładki: Jerzy Stefan

Druk i oprawę wykonano
w Dziale Poligrafii Politechniki Krakowskiej
Ark. wyd. 9. Ark. druk. 12,5
Nakład 65 egz.

4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 28
YEAR 109

ENVIRONMENTAL ENGINEERING

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

DOROTA SKRZYNIOWSKA, JAROSŁAW MÜLLER,
RENATA SIKORSKA-BĄCZEK*

KLIMAT POMIESZCZEŃ – KSZTAŁTOWANIE

CLIMATE OF ROOMS – MANAGEMENT AND PLANNING

Streszczenie

Urządzenia grzewcze oraz klimatyzacyjne instaluje się w pomieszczeniach, w których przebywają ludzie w celu wytworzenia w nich komfortu cieplnego. W tak określonych warunkach człowiek może osiągnąć maksymalne intelektualne i manualne zdolności. Instalacje zapewniające korzystne parametry środowiska wewnętrznego muszą być zaprojektowane zgodnie z obowiązującymi normami i przepisami, z uwzględnieniem zasad poszanowania energii oraz z zachowaniem niezbędnych środków bezpieczeństwa.

Słowa kluczowe: *klimat pomieszczeń*, *komfort cieplny*, *kształtowanie środowiska*

Abstract

Heating and air-conditioning devices create a thermal comfort for users. In such conditions, the worker can achieve maximum intellectual and manual abilities. All installations responsible for ensuring proper indoor environment must be designed according to regulations and standards and also obeying energy saving rules and safety precautions.

Keywords: *climate room*, *thermal comfort*

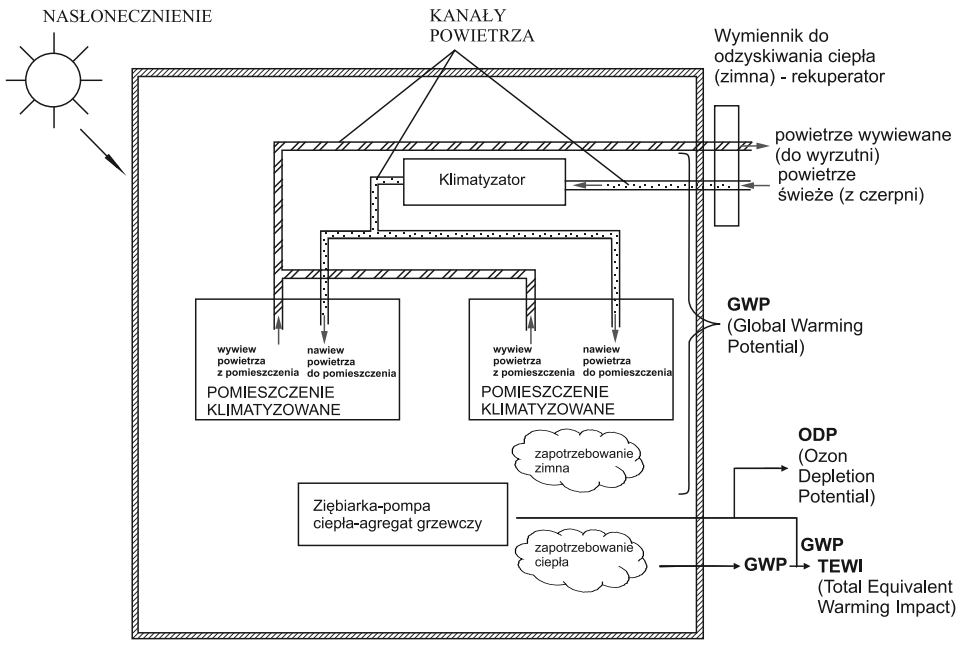
* Dr inż. Dorota Skrzyniowska, dr inż. Jarosław Müller, dr inż. Renata Sikorska-Bączek, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Komfort cieplny dla człowieka określa się jako stan zadowolenia z warunków otoczenia, w którym on przebywa. Potrzeba wytworzenia komfortu cieplnego w pomieszczeniach ma dodatkowe uzasadnienie w tym że człowiek osiąga swoje manualne i intelektualne zdolności wówczas gdy znajduje się w warunkach komfortu. Wytworzenie warunków w których człowiek odczuwałby stan komfortu cieplnego stanowi zatem główny cel instalowania urządzeń grzewczych oraz klimatyzacyjnych oraz rzutuje na konstrukcję różnego rodzaju pomieszczeń zamkniętych oraz dobór materiałów na ich budowę.

Prawidłowe określenie wymaganych parametrów klimatu i innych potrzeb cieplnych w budownictwie daje podstawę do wkomponowania odpowiednich instalacji w obiekt budowlany.

Szkic koncepcyjny (rys. 1) prezentuje uzbrojenie budynku w instalacje uczestniczące w kształtowaniu klimatu i w zaspokajaniu innych potrzeb pomieszczeń. Instalacje klimatyzacyjne do zapewnienia korzystnych parametrów cieplnych środowiska wewnętrznego wymagają szczególnej kompetencji i rozwagi w projektowaniu oraz użytkowaniu, z powodu ich znaczącego wpływu na odczucia człowieka, zapotrzebowanie energii i narażenie bezpieczeństwa osób, mienia i środowiska, bezpośrednio lub pośrednio, w następstwie wywołanych globalnych efektów długofalowych (ODP, GWP).

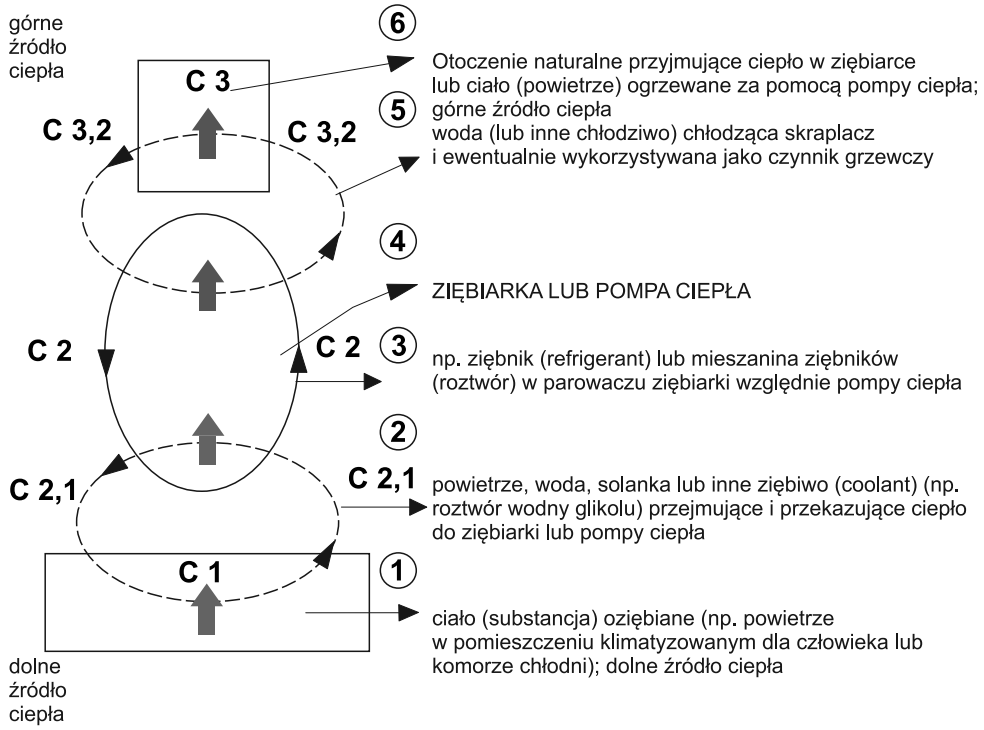


Rys. 1. Schemat ideowy instalacji klimatyzacyjnych obiektu przy uwzględnieniu poszanowania energii

Fig. 1. Schematic diagram of air – conditioning installation including environmental aspects

Duże zagrożenie stanowią instalacje do realizacji lewobieżnych obiegów termodynamicznych pomp ciepła i ziębiarek. Wykorzystują one substancje szkodliwe dla atmosfery, które ponadto mogą zwiększać efekt cieplarniany Ziemi szczególnie w aglomeracjach miejskich z powodu wykorzystywania do napędu energii, głównie elektrycznej.

Obiegi lewobieżne do zmiany temperatury i wilgotności powszechnie wykorzystywane w technice uzdatniania powietrza, wiążą się z techniką osiągania i utrzymywania temperatur obniżanych oraz podwyższanych w stosunku do temperatury początkowej ciał obserwowanych lub do ich otoczenia, co opisują odpowiednie procesy (rys. 2).



Rys. 2. Zespół środków uczestniczących w procesach lewobieżnych ziębiarek i pomp ciepła [1]

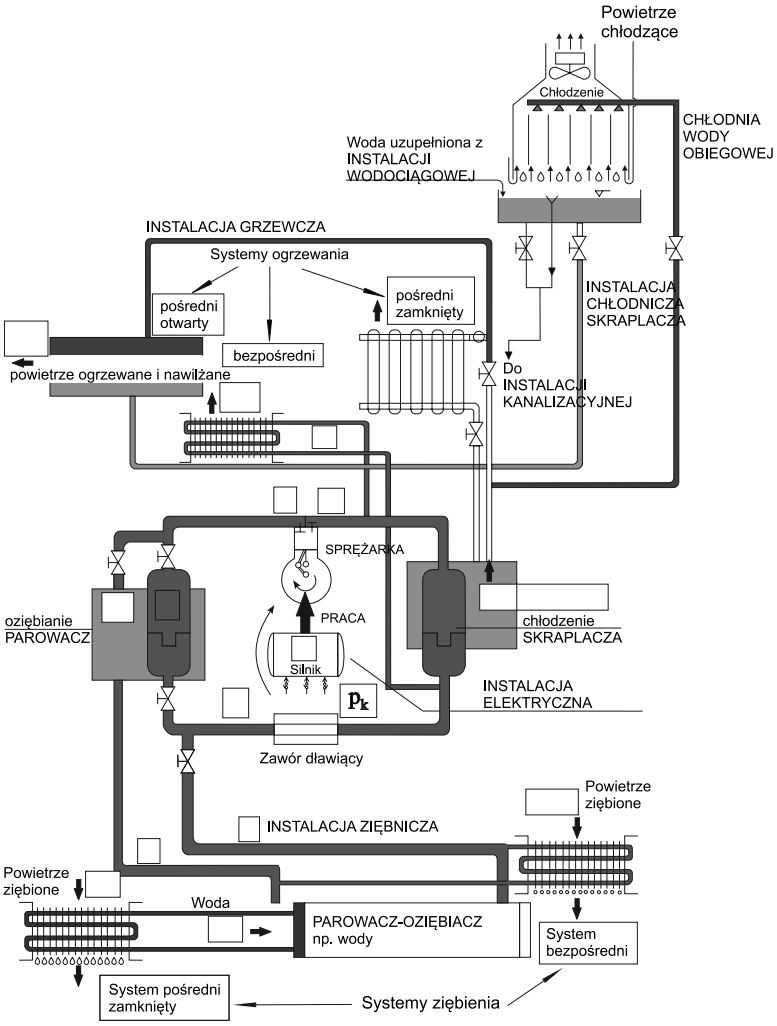
Fig. 2. Set of media in left-driven processes of refrigeration machinery and heat pumps [1]

Jeśli np. w procesie obniżania lub utrzymywania obniżonej w stosunku do otoczenia, temperatury jakiegoś ciała (np. powietrza) **uczestniczą tylko substancje otoczenia naturalnego**, np. płyny C3 (woda lub powietrze otoczenia naturalnego), to mamy do czynienia z **chłodzeniem naturalnym** (lub krótko: **chłodzeniem**).

Jeśli natomiast w procesie przejmowania ciepła od ciała, np. obniżania lub utrzymywania jego temperatury **uczestniczą substancje o temperaturze obniżonej,** w stosunku do temperatury otoczenia naturalnego, **w sposób sztuczny, np. przez realizację lewobieżnego obiegu termodynamicznego**, to mamy do czynienia z **chłodzeniem sztucznym** (lub krótko: **ziębieniem**). Procesom i instalacjom do ziębienia towarzyszą równocześnie instalacje do

chłodzenia (instalacje chłodnicze z wodą lub powietrzem chłodzącym skraplacz), a w pompach ciepła również do ogrzewania (grzewcze).

Współczesny budynek w celu utrzymania właściwego mikroklimatu oraz odpowiedniego komfortu wyposażony jest w wiele różnych instalacji technicznych. Należą do nich instalacje: elektryczna, grzewcza, kanalizacyjna, wentylacyjna (klimatyzacyjna), wodociągowa, chłodnicza względnie ziębnicza. Schemat ideowy budynku wraz z wymienionymi instalacjami przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Schemat ideowy podstawowych instalacji ziębniczych, chłodniczych i grzewczych w obiektach komunalnych

Fig. 3. Schematic diagram of basic refrigerating, cooling and heating installations in public buildings

2. Praktyczne zastosowanie, zagrożenia i formułowane wymagania bezpieczeństwa

W celu uwzględnienia zagrożeń ludzi i mienia, wprowadza się w regulacjach międzynarodowych tzw. warunki bezpieczeństwa. Określa je zespół przepisów, zakazów oraz ostrzeżeń przed niewłaściwym postępowaniem z instalacjami, wypełnionymi ziębnikami, charakteryzującymi się właściwościami, które stwarzają zagrożenie dla zdrowia i mienia. Wszystkie czynniki ziębnicze (ziębniki – refrigerants) zakwalifikowano w międzynarodowych opracowaniach normalizacyjnych EN 378 [2], do grup klasyfikacyjnych (L1, L2, L3) uwzględniających toksyczność (w tym także wypieranie tlenu) oraz palność (w tym także wybuchowość).

Dla powyższych grup sformułowane są odpowiednie ograniczenia stosowalności uzależnione od kategorii pomieszczeń (tab. 1), w których rozmieszczone są instalacje systemów ziębienia lub ogrzewania. Wybrany przykład (tab. 2) przedstawia, w jakich warunkach kojarzenie takich systemów i kategorii pomieszczeń jest dopuszczalne. Jak widać, istotną rolę w skojarzeniach odgrywa napełnienie instalacji ziębnikiem. Dopuszczalne napełnienie zależy więc od kategorii pomieszczenia, od systemu ziębienia (grzania) i grupy klasyfikacyjnej do której zaliczany jest ziębnik. Jeżeli warunek* (tab. 2) nie jest spełniony, należy zastosować zamiast instalacji (rys. 4a) inne rozwiązanie projektowe jakim jest np. system pośredni zamknięty (rys. 4b) mniej korzystny energetycznie, ale odpowiadający wymaganiom bezpieczeństwa.

Tabela 1

Kategorie pomieszczeń [2]

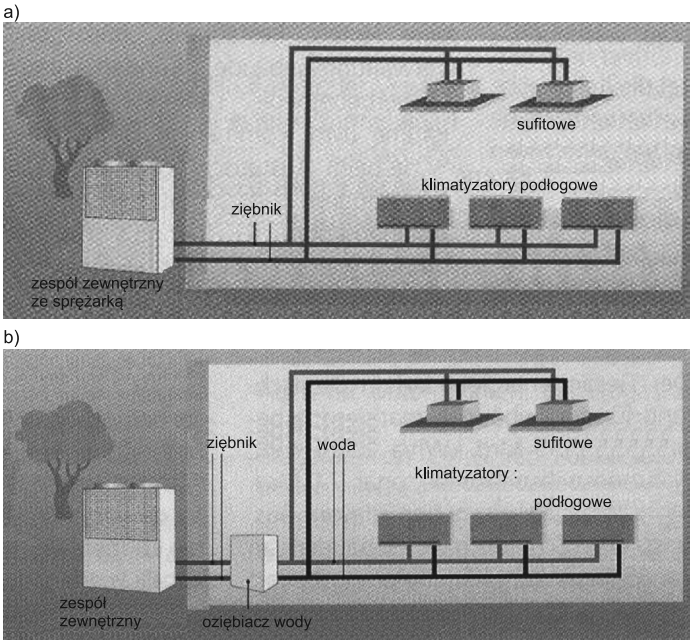
Kategoria	Charakterystyka ogólna	Przykłady
A	Pomieszczenia, części budynków, budynki, w których: – ludzie mogą spać; – ludzie mają ograniczone możliwości poruszania się; – istnieje możliwość obecności niekontrolowanej liczby osób lub dostępu każdej osoby, również nie zapoznanej z wymaganiami w zakresie bezpieczeństwa.	Szpitale, gmachy sądowe lub więzienia, teatry, supermarkety, szkoły, sale wykładowe, dworce pasażerskie, hotele, budowle mieszkalne, restauracje.
B	Pomieszczenia, części budynków, budynki, w których może się gromadzić tylko ograniczona liczba osób, przy czym niektóre są obowiązkowo zapoznane z ogólnymi warunkami dotyczącymi bezpieczeństwa zakładu.	Biura i urzędy, laboratoria, miejsca ogólnego wykonywania produkcji i miejsca wykonywania pracy.
C	Pomieszczenia, części budynków, budynki, do których mają dostęp tylko osoby uprawnione, zapoznane z ogólnymi i szczególnymi warunkami bezpieczeństwa zakładu oraz miejsc produkcji, przetwarzania lub składowania materiałów i wyrobów.	Obiekty i urządzenia do produkcji, np. chemikaliów, żywności, napojów, lodu, lodów, rafinerie, chłodnie, mleczarnie, rzeźnie, pomieszczenia supermarketów wyłączone z publicznego dostępu.

Napełnienie masą ziębnika z grupy L1 w instalacji systemu bezpośredniego (rys. 4a) lub równoważnego mu pośredniego typu otwartego, ulokowanego wewnątrz pomieszczenia kategorii A, nie może przekroczyć wartości dopuszczalnej (obliczeniowej) granicy stężenia do osiągnięcia w razie nieszczelności. Jeżeli ten warunek nie może być spełniony, należy zastosować inne rozwiązania projektowe. Jednym z nich jest odpowiedni system pośredni zamknięty (rys. 4b) kosztowniejszy, mniej korzystny energetycznie, ale odpowiadający wymaganiom bezpieczeństwa. Szkice rysunkowe (rys. 4) wyjaśniają różnice pomiędzy systemami. W systemie pośrednim występuje dodatkowy wymiennik ciepła oziębiacz wody (*water chiller*) zwiększający koszty inwestycyjne i eksploatacyjne.

Tabela 2

Fragment wymagań przy wyposażeniu pomieszczeń w określony system [2]

<table>
<tr><th colspan="7">Pomieszczenia kategorii A</th></tr>
<tr><th>Grupa czynnika ziębniczego</th><th colspan="2">L1</th><th colspan="2">L2</th><th colspan="2">L3</th></tr>
<tr><td>System ziębienia lub ogrzewania. Usytuowanie instalacji ziębniczych</td><td rowspan="2">Bezpośredni lub pośredni otwarty</td><td rowspan="2">Inne pośrednie</td><td rowspan="2">Bezpośredni, pośredni otwarty, pośredni otwarty wentylowany</td><td rowspan="2">Inne pośrednie zamknięte</td><td rowspan="2">Bezpośredni, pośredni otwarty, pośredni otwarty wentylowany</td><td rowspan="2">Inne pośrednie zamknięte</td></tr>
<tr><td>Nie
w wydzielonej maszynowni</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">Jeśli swoboda poruszania się ludzi jest ograniczona, to należy unikać otwartego płomienia lub podobnych gorących powierzchni
w pomieszczeniach bez odpowiedniej stałej wentylacji</td><td>Nie do klimatyzacji, jeśli swoboda poruszania się ludzi jest ograniczona</td><td></td><td>Nie do klimatyzacji komfortowej</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="3">Napełnienie czynnikiem nie przekracza wartości równej iloczynowi praktycznej granicy stężenia PL wg załącznika E [19] i objętości V najmniejszego z pomieszczeń zajmowanych przez ludzi, w których jest usytuowane wyposażenie zawierające czynnik ziębniczy PL (kg/m^3) × V (m^3)*</td><td colspan="2">Tylko instalacje hermetyczne
Instalacje sorpcyjne o napełnieniu do 2,5 kg
Inne instalacje o napełnieniu obliczonym na podstawie praktycznej granicy stężenia</td><td colspan="2">Tylko instalacje hermetyczne
o napełnieniu obliczanym na podstawie praktycznej granicy stężenia, lecz nie większym niż 1,5 kg</td></tr>
</table>



Rys. 4. Skojarzenie instalacji klimatyzacyjnej (ziębniczo-grzewczej) odpowiednio do wymagań dla pomieszczenia kategorii A z ziębnikiem L1 a) system bezpośredni b) system pośredni
Fig. 4. Connection of air-conditioning installation adequate with category A requirements with L1 refrigerant a) direct system, b) indirect system

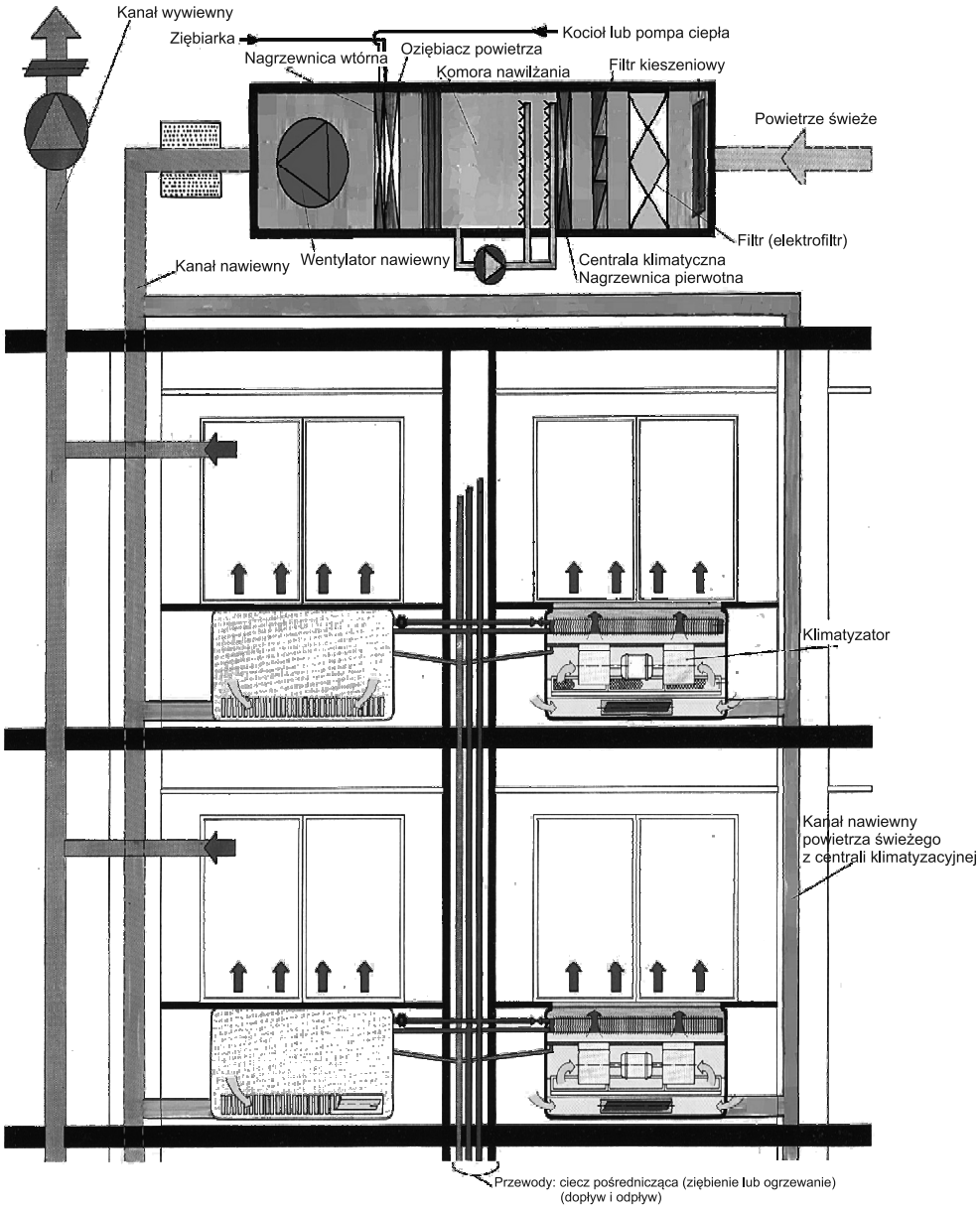
W wykonaniu praktycznym z klimatyzatorami wentylatorowymi (podłogowymi – podokiennymi) system zaopatrzenia w powietrze uzdatniane-klimatyzacyjnie może być zrealizowany np. następująco (rys. 5).

3. Wykres Molliera (*h–x*) powietrza wilgotnego

Do rozwiązywania zagadnień projektowych stosuje się wygodne narzędzie pozwalające na szybkie i łatwe rozwiązywanie konkretnych zagadnień oraz przejrzyste ilustrowanie rozpatrywanych procesów uzdatniania powietrza, jakim jest wykres *h–x*, (czasem zwany *i–x*) dla powietrza wilgotnego sporządzony przez Richarda Molliera (1923 r.).

Jest to wykres w układzie dwóch współrzędnych entalpia właściwa – zawartość wilgoci h-x (wykres Molliera), który powstał na postawie odpowiednich zależności termodynamicznych (*h* – entalpia właściwa, *x* – zawartość wilgoci).

Podstawą sporządzania wykresu *h–x* Mollier'a są wzory do obliczenia entalpii właściwej powietrza wilgotnego zamieszczony poniżej. Przy założeniu własności gazu doskonałego powietrza suchego i pary wodnej dla $p = p_{atm}$ = const dwa parametry stanu (t, x) wystarczą do termodynamicznego (kalorycznego) określania stanu powietrza na płaszczyźnie wykresu *h–x*.

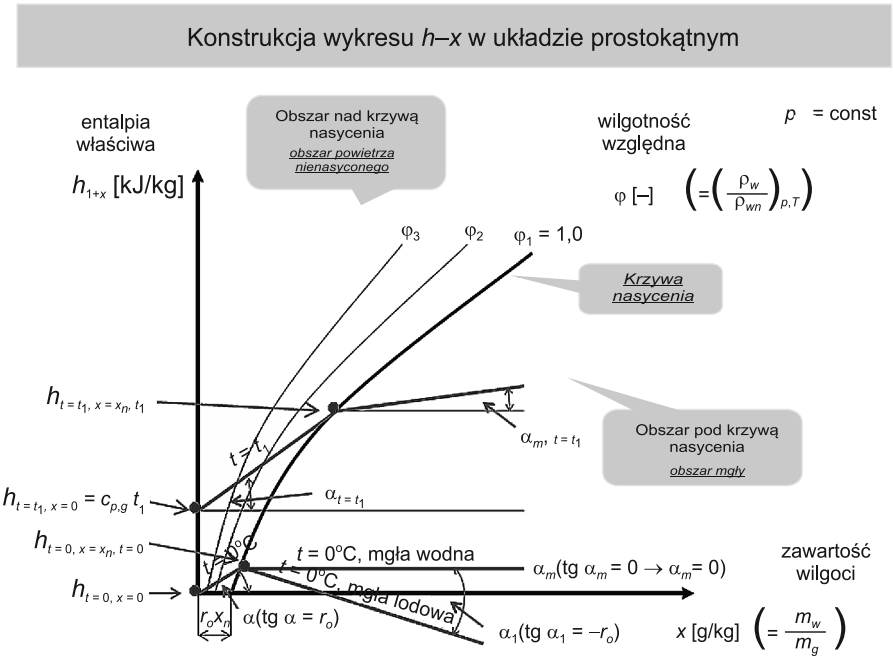


Rys. 5. Instalacja klimatyzacyjna z klimatyzatorami wentylatorowymi podłogowymi – podokiennymi

Fig. 5. Air-conditioning installation with floor fan-coils

Prowadzenie przemian pod stałym ciśnieniem, najczęściej atmosferycznym jest bardzo często stosowane. Dlatego przemiany takie, zwane izobarycznymi, są bardzo przydatne praktycznie.

Analiza i obliczenia procesów uzdatniania powietrza dla celów klimatyzacji wymagają znajomości charakterystycznych właściwości powietrza wilgotnego. Pomijając przypadki szczególne, procesy uzdatniania klimatyzacyjnego są w przybliżeniu procesami izobarycznymi przy ciśnieniu równym ciśnieniu barometrycznemu p_b (ok. 1 [atm] ≈ 0,1 [MPa]). Wykres Molliera jest słuszny dla ciśnienia stałego i zachowuje swoje praktyczną wartość, jeżeli ciśnienie to zmienia się w granicach ±3%.



Rys. 6. Wykres powietrza wilgotnego w układzie rozwartokątnym osi *h–x*

Fig. 6. Humid air diagram in obtuse angle axes *h–x*

Równania entalpii właściwej formułowane dla obszarów: 1) powietrza nienasyconego wilgocią oraz 2) powietrza z mgłą wodną i 3) powietrza z mgłą lodową, przedstawiają się następująco:

1. $h_{(1+x),\phi\le 1,0} = c_{p,g}\cdot t + (c_{p,w}\cdot t + r_0)\cdot x$
2. $h_{(1+x),\text{ mgła wodna}} = c_{p,g}\cdot t + (c_{p,w}\cdot t + r_0)\cdot x_n + c_m\cdot t\,(x - x_n)$
3. $h_{(1+x),\text{ mgła lodowa}} = c_{p,g}\cdot t + (c_{p,w}\cdot t + r_0)\cdot x_n - (r_l - c_l\cdot t)(x - x_n)$

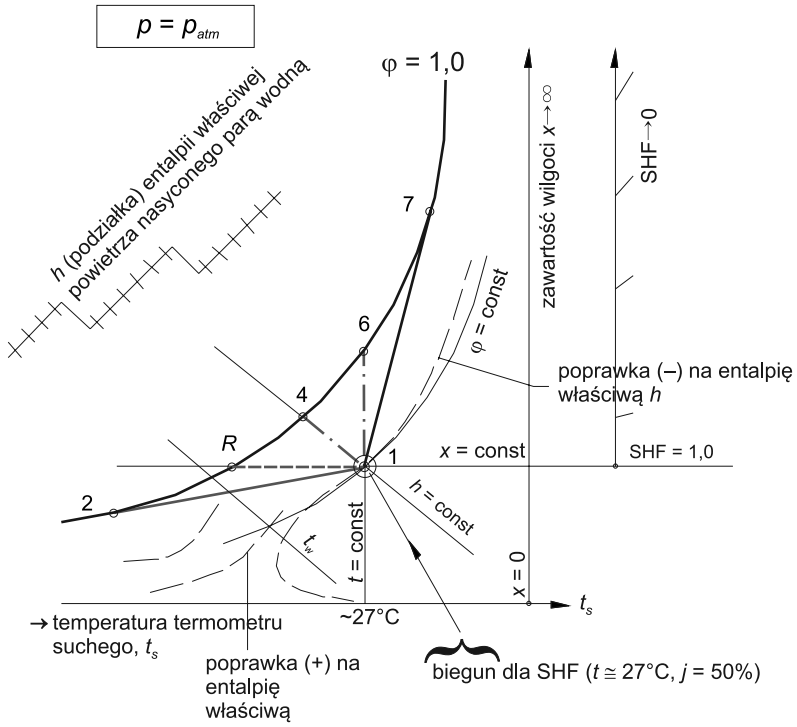
Na takim wykresie w układzie osi współrzędnych rozwartokątnym *h–x* można dokonywać analizy procesów zachodzących podczas uzdatniania powietrza

gdzie:

$c_{p,g}\Big|_0^t$ – średnia właściwa pojemność cieplna przy p = const, (średnie ciepło właściwe) powietrza suchego przy stałym ciśnieniu odczytywana z tablic dla: 0 [°C] oraz t [°C] i obliczone, jako wartość średnia arytmetyczna,

$c_{p,w}\Big|_0^t$ – średnia właściwa pojemność cieplna (średnie ciepło właściwe) pary wodnej przy p = const w granicach temperatur od 0 [°C] do t [°C],

r_0 – ciepło utajone odparowania wody w temperaturze 0 [°C],[kJ/kg]



Rys. 7. Uproszczony wykres Carrier'a powietrza wilgotnego

Fig. 7. Carrier's chart

W literaturze głównie angloamerykańskiej dość rozpowszechniony jest wykres w układzie współrzędnych: temperatura – zawartość wilgoci.

1. Entalpia właściwa określana jest dla powietrza wilgotnego nasyconego $h = h_{1+x_n}$.
2. Zamiast ε jest wskaźnik kierunkowy SHF (Sensible Heat Factor), gdzie:

$$\mathrm{SHF} = \frac{\Phi_j}{\Phi_c} \quad [-]$$

dla x = const $\Phi c = \Phi j$, SHF = 1,0.

3. Wykres Carrier'a różni się od wykresu Molliera tym, że wskaźnik kierunkowy określa się stosunkiem strumienia ciepła jawnego do strumienia ciepła całkowitego. Oznacza to, że gdy ciepło jawne $\Phi_j = 0$ to SHF = 0, gdy w strumieniu powietrza nie ma zmiany wilgoci to $\Phi_c = \Phi j$ i SHF = 1,0. Zatem podziałka wskaźnika kierunkowego zmienia się od wartości 1,0 do 0. Każda prosta równoległa do x = const ma SHF = 1,0. Każda prosta równoległa do temperatury t_s, suchego termometru ma SHF = 0.
4. Entalpia właściwa powietrza jest liczona i naniesiona na wykres według wartości dla powietrza nasyconego parą wodną, a więc dla $x = x_n$. Ponieważ więc linie stałej entalpii naniesione na wykres w obszarze nienasyconym dotyczą wartości h_{1+x_n}, trzeba wprowadzać poprawki dla powietrza uwzględniające różnice w zawartości wilgoci według tablic podanych przez Carriera.

Literatura

[1] Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R., *Uzdatnianie powietrza w Inżynierii Środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji*, Politechnika Krakowska, podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, Kraków 2010, wydanie poprawione i uzupełnione,

[2] EN 378-1 Instalacje ziębnicze i pompy ciepła, Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska, cz. 1. Wymagania podstawowe, definicje, klasyfikacja i kryteria wyboru.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

DOROTA SKRZYNIOWSKA*

PARAMETRY POWIETRZA WEWNĄTRZ POMIESZCZEŃ DO STAŁEGO PRZEBYWANIA LUDZI (KOMFORT CIEPLNY A KOMFORT ŚRODOWISKOWY)

PARAMETERS OF INDOOR AIR IN RESIDENTAL AND NON-RESIDENTAL BUILDINGS (THERMAL COMFORT)

Streszczenie

Warunki panujące w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi muszą spełniać określone wymagania. Czasem są to wymagania wysokie, a czasem tylko minimalne. Jest to zależne od rodzaju i przeznaczenia pomieszczeń. Ludzie przebywają w pomieszczeniach większą część swojego życia, dlatego też zagadnienia komfortu cieplnego pomieszczeń do przebywania człowieka oraz ergonomia pracy są istotnym problemem wymagającym prawidłowego rozwiązania, wyboru i projektowaniu systemu klimatyzacji powietrza dla celów komfortu. W artykule przedstawiono istotne parametry komfortu cieplnego, opisano ich wpływ na człowieka oraz podano i opisano podstawowe wskaźniki komfortu cieplnego.

Słowa kluczowe: *komfort cieplny parametry powietrza wewnętrznego*, *wskazówki PMV i PPD*

Abstract

The conditions in rooms where are exist people for a long period have to fulfil specified requirements, depending on category and function of the rooms. Providing the proper air flow and proper handling e. i. temperature, humidity, cleanliness are essential conditions for right feeling comfort. This paper deals with thermal comfort parameters, their influence on human body and describes indexes of thermal comfort.

Keywords: *thermal comfort*, *parameters of air*, *indoor air*, *PMV*, *PPD indexes*

* Dr inż. Dorota Skrzyniowska, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp – parametry środowiska wewnętrznego a odczucie komfortu, zdrowie i wydajność pracy człowieka

Istnieje cały szereg zagadnień związanych zarówno z definicją komfortu cieplnego, ze sposobami jego utrzymywania, jak i jego oceną. Odczucie komfortu cieplnego człowieka jest ściśle związane z równowagą termiczną ciała traktowanego jako całość. Stabilne oddawanie lub odbieranie ciepła przez całe ciało człowieka jest odczuwane jako komfort cieplny. Na tę wymianę ciepła wpływa aktywność fizyczna, rodzaj ubrania (a w szczególności jego izolacyjność) oraz parametry określające stan powietrza. Stan ten można określić następującymi parametrami: temperatura powietrza, prędkość powietrza oraz wilgotność względna powietrza w bezpośrednim otoczeniu człowieka.

Stan powietrza w pomieszczeniu jest kształtowany przez wiele czynników, do których należą m. in. zyski ciepła i wilgoci, zanieczyszczenia gazami, parami i aerozolami. Jakość powietrza można zdefiniować jako stan czystości powietrza spełniający oczekiwania ludzi. Zadowalający (prawidłowy, czyli dający odczucie zadowolenia – komfortu) stan i jakość powietrza oznacza, że odsetek osób niezadowolonych jest pomijalnie mały.

2. Wydatek energetyczny

2.1. Obciążenie organizmu pracą fizyczną na podstawie wydatku energetycznego

Organizmy żywe dzielimy na zimnokrwiste i ciepłokrwiste. Człowiek, podobnie jak ptaki i ssaki, jest ciepłokrwisty, tzn. że niezależnie od warunków zewnętrznych utrzymuje stałą temperaturę ciała. Podczas spoczynku, w warunkach komfortu cieplnego, do utrzymania procesów życiowych człowiek potrzebuje ok. 85–90 [W]. Stała temperatura ciała, wynosząca 37±0,3 [°C] jest utrzymywana przez krew, która krąży po całym organizmie. Podczas krążenia krew jest schładzana, tym bardziej, im dalej płynie do zewnętrznych członków, jak palce rąk i nóg, oraz do skóry. Ponowne jej ogrzanie następuje w organach wewnętrznych i tkankach (sercu, wątrobie, nerkach, mięśniach, jelitach i innych).

Tabela 1

Charakterystyczne średnie wielkości biofizyczne organizmu ludzkiego

Masa	60–70 [kg]
Objętość ciała	60 l
Powierzchnia ciała	1,7–1,9 [m^2]
Temperatura ciała	37 [°C]
Puls	70–80 [min^{-1}]
Częstotliwość oddechu	16 [min^{-1}]
Objętość wdychanego powietrza	0,5 [$m^3 \cdot h^{-1}$]
Średnia temperatura skóry	32–33 [°C]
Wydatek energetyczny podstawowy	85–95 [W]

2.2. Przemiana metaboliczna

Przemiana materii (metabolizm) to wszystkie procesy syntezy (anabolizmu) i rozpadu (katabolizmu) odbywające się w żywym organizmie, które mają zapewnić:
– wzrost ustroju (budowę i odbudowę tkanek),
– wytwarzanie ciepła niezbędnego do utrzymania temperatury ciała,
– dostarczanie energii wszystkim procesom życiowym organizmu.

Ciepło jest dostarczane do organizmu na skutek przemiany metabolicznej, polegającej na spalaniu (utlenianiu) wysokocząsteczkowych składników pokarmowych: węglowodanów, tłuszczów i białka. W wyniku utleniania powstają dwutlenek węgla (CO_2) i woda (H_2O).

Stwierdzono, że w wyniku spalania w organizmie 1 g produktów wytwarzają się następujące ilości ciepła:
– białka lub węglowodanów – 17 [kJ],
– tłuszczy – 38,5 [kJ].

Większość zapotrzebowania energetycznego organizmu przy racjonalnej diecie pokrywają węglowodany (72%), następnie tłuszcze (15%) i białka (13%) ([2]). Energia w nich zawarta jest to energia promieniowania słonecznego, zatrzymana i związana przez rośliny zielone w procesie fotosyntezy i ewentualnie wtórnie przekształcona przez organizmy zwierzęce ([9]).

Tabela 2

Ciepło wytwarzane przez organizm ludzki w wyniku przemiany metabolicznej

Lp.	Rodzaj aktywności fizycznej	Ilość ciepła [W]
1.	Sen	93
2.	Odpoczynek na siedząco	116
3.	Swobodna pozycja stojąca	152
4.	Praca umiarkowana	233
5.	Marsz z prędkością 5 km · h^{-1}	303
6.	Przeciętna praca murarza, stolarza	350
7.	Praca ciężka	466
8.	Bardzo ciężki wysiłek fizyczny	675

Źródłem energii dla żywego organizmu są pokarmy, w których powinny znajdować się wszystkie niezbędne składniki.

2.3. Energetyczne i fizjologiczne kryteria ciężkości pracy

Średnia ilość wydatkowanej energii przypadającej na całą zmianę roboczą można być podstawą do klasyfikacji aktywności fizycznej człowieka. Kryteria oceny ciężkości pracy fizycznej, w zależności od wartości wydatku energetycznego netto oraz płci, podano w [??].

Obciążenie organizmu człowieka podczas pracy fizycznej zależy głównie od rodzaju wysiłku fizycznego oraz jego intensywności. Duży wpływ na wielkość tego obciążenia ma również pozycja ciała podczas wykonywanych czynności (siedząca, stojąca, wymuszona),

organizacja pracy (długość dnia pracy, długość i moment stosowanych przerw w pracy, zmianowość itp.), czynniki występujące w środowisku pracy, a także indywidualne cechy pracownika (stan zdrowia, wiek, płeć, wydolność fizyczna organizmu).

Tabela 3

Energetyczne kryteria ciężkości pracy fizycznej dla kobiet i mężczyzn

Stopień ciężkości pracy	Wydatek energetyczny netto na zmianę roboczą [kJ]	
	kobiety	mężczyźni
Lekka – średnio ciężka	< 3700	< 6300
Ciężka	3700–5000	6300–8400
Bardzo ciężka	> 5000	> 8400

Najmniejszym wydatkiem energetycznym charakteryzują się prace wykonywane na siedząco, np. prace biurowe. Do prac średnio ciężkich zalicza się prace wykonywane na stojąco bez dźwigania ciężarów. Do takich prac zalicza się prace montażowe, obsługę maszyn i urządzeń, prace konserwacyjne itp. Prace ciężkie to prace związane z dźwiganiem ciężarów lub przy użyciu narzędzi o znacznych masach. Wykonywanie prac bardzo ciężkich (kopanie, kucie, prace załadunkowe itp.) powoduje dopuszczalne graniczne obciążenie organizmu ludzkiego wysiłkiem fizycznym. Praca w takich warunkach może doprowadzić do trwałych zmian zwyrodnieniowych w układzie mięśniowo-szkieletowym oraz do skrajnego wyczerpania organizmu.

Tabela 4

Klasyfikacje aktywności fizycznej

Klasa	Aktywność fizyczna	Czynność
0	Wypoczynek	–
1	Praca lekka	Swobodna pozycja siedząca: – lekka praca ręczna (pisanie ręczne, pisanie na maszynie, rysowanie, szycie, księgowanie); – praca dłoni i rąk (drobnymi narzędziami stolarskimi i ślusarskimi, kontrola, łączenie elementów lub sortowanie lekkich materiałów); – praca rąk i nóg (prowadzenie pojazdu w warunkach normalnych, operowanie pedałem). Pozycja stojąca: – wiercenie lub toczenie małych sztuk, – frezowanie, – uzwajanie, – skręcanie drobnej armatury za pomocą narzędzi, – okresowe chodzenie z prędkością 3,5 km/h.

cd. tab. 4

2	Praca umiarkowana	Praca wykonywana dłońmi lub rękami z napięciem mięśni (wbijanie, napełnianie): – praca rąk i nóg (manewrowanie ciężarówką na placu budowy lub ciągnikiem), – praca rąk i korpusu (praca wykonywana za pomocą młota pneumatycznego, łączenie pojazdów, tynkowanie, manipulowanie materiałami o średnim ciężarze, pielenie, radlenie, zbieranie owoców i/lub jarzyn; popychanie lub ciągnięcie lekkich wózków lub taczek, chodzenie z prędkością od 3,5 do 5,5 km/h, kucie mechaniczne).
3	Praca ciężka	Intensywna praca rąk i korpusu: – transportowanie ciężkich materiałów, – szuflowanie, – praca za pomocą młota, – struganie lub piłowanie, – szlifowanie, – rzeźbienie twardego drewna, – koszenie ręczne, kopanie, – chodzenie z prędkością od 5,5 do 7,0 km/h. – popychanie lub ciągnięcie mocno obciążonego ręcznego wózka lub taczek, – wyjmowanie odlewów z form, – układanie bloków betonowych.
4	Praca bardzo ciężka	Bardzo intensywna praca wykonywana w tempie bliskim maksymalnemu: – praca za pomocą siekiery, szufli, – wchodzenie po schodach, pochylni lub drabinie, – szybkie chodzenie małymi krokami, bieganie, chodzenie z prędkością powyżej 7 km/h.

Tabela 5

Wysiłek fizyczny a zmiany fizjologiczne w organizmie człowieka

Stopień aktywności fizycznej	Wydatek energetyczny netto/8h pracy	Parametry fizjologiczne				
		częstość oddechów	wentylacja płuc	pochłanianie tlenu	częstość skurczów serca	temperatura wewnętrzna ciała
	[kJ]	[oddech·min^{-1}]	[l·min^{-1}]	[l·min^{-1}]	[skurcz·min^{-1}]	[°C]
Spoczynek		16	6–8	0,25–0,30	60–70	36,6
B. lekka	< 1250	16–20	8–10	0,3–0,5	70–75	36,6–37,0
Lekka	1250–3500	20–25	10–20	0,5–1,0	75–100	37,0–37,5
Średnia	3500–6300	25–30	20–30	1,0–1,5	100–125	37,5–38,0
Ciężka	6300–8400	30–35	30–50	1,5–2,0	125–150	38,0–38,5
B. ciężka	8400–12500	35–40	50–65	2,0–2,5	150–175	38,5–39,0
Krańcowo ciężka	> 12500	> 40	> 65	> 2,5	> 175	> 39,0

Każda praca fizyczna związana z aktywnością ruchową wymaga uaktywnienia układu krążenia i oddechowego, odpowiedzialnych za **dostarczanie mięśniom tlenu** i składników pokarmowych. Ponadto następuje wówczas pobudzenie systemu termoregulacji, którego zadaniem jest **niedopuszczenie do nadmiernego wzrostu temperatury ciała**. Na podstawie zmian parametrów pracy powyższych układów można dokonać klasyfikacji pracy wg jej ciężkości.

W tabeli 5 podano wartości odnoszące się dla osoby standardowej, czyli mężczyzny o wzroście 170 cm i masie ciała 70 kg.

3. Komfort środowiskowy a komfort cieplny

W rzeczywistych warunkach ruchu powietrza, wysiłku fizycznego, oddziaływań przemysłowych, ruchu komunikacyjnego i architektury na dobre lub złe samopoczucie człowieka wywierają wpływ czynniki kształtujące tzw. komfort lub dyskomfort fizjologiczno-psychiczny wynikający z wzajemnego oddziaływania człowieka i środowiska, a głównie następujących czynników:

1. Aktywność fizyczna;
2. Temperatura powietrza w bezpośrednim otoczeniu człowieka mierzona termometrem suchym;
3. Temperatura powierzchni przegród otaczających człowieka;
4. Wilgotność względna powietrza w bezpośrednim otoczeniu człowieka;
5. Prędkość powietrza w bezpośrednim otoczeniu człowieka;
6. Czystość powietrza wdychanego;
7. Poziom hałasu;
8. Stan jonizacji;
9. Radioaktywne promieniowanie;
10. Inne czynniki jak: barwy ścian, formy meblowe, kwiaty, zieleń itp.

Wartości optymalne dopuszczalne i krytyczne można przyjmować z literatury, a w szczególności z norm oraz ocen uwzględniających subiektywne reakcje ludzkie. Korzystny układ tych parametrów zapewniający człowiekowi dobre samopoczucie określono jako komfort środowiskowy. Parametry 1–5 oraz odpowiedni ubiór człowieka określają komfort cieplny wynikający z tego, że bilans ciepła wyprodukowanego w organizmie człowieka i przejmowanego do otoczenia jest zrównoważony przy odpowiedniej fizjologicznie temperaturze skóry. Człowiek w warunkach komfortu odczuwa spokój i zadowolenie. Jego zdolność do pracy jest wówczas największa.

Na utrzymanie komfortu cieplnego istotny wpływ wywierają najczęściej temperatura w otoczeniu człowieka oraz wilgotność względna i prędkość powietrza. Uściślając te wymagania do warunków pomieszczeń, można powiedzieć, że w naturalnych nieskażonych warunkach przyrody bez zanieczyszczeń pyłowych i chemicznych, bez wiatru i bez wysiłku fizycznego zasadniczy wpływ na dobre samopoczucie ludzi mają temperatura i wilgotność względna powietrza.

3.1. Syndrom chorego budynku (*Sick Building Syndrome*)

Skutki przebywania ludzi w szkodliwych warunkach są opisane w trzech podstawowych zespołach objawowych:
– syndrom chorego budynku,
– wieloczynnościowa nadwrażliwość chemiczna,
– zespół przewlekłego zmęczenia.

Opisany zostanie tylko przypadek pierwszy.

W budynkach użyteczności publicznej obserwuje się, pomimo spełnionych warunków i wymagań czystości, objawy niezadowolenia użytkowników i uskarżanie się na złą jakość powietrza, które odbierane jest jako duszne i nieświeże, podrażniające śluzówki, powodujące bóle i zawroty głowy oraz złe samopoczucie. Objawy te i dolegliwości określa się jako syndrom chorego budynku SBS (*Sick Building Syndrome*). Prawdopodobnie jest on wynikiem obecności związków chemicznych w pomieszczeniu, a dokładnie mieszanin tych związków o wysokich stężeniach.

Objawy SBS to powtarzające się bóle i zawroty głowy, nadmierne zmęczenie, nudności, wysypka, zaburzenia pamięci i koncentracji, zaburzenia w oddychaniu, podrażnienie błon śluzowych gardła, nosa i krtani, w skrajnych przypadkach omdlenia. Jak się szacuje, na syndrom chorego budynku zapada od 20 do 30 proc. pracowników biurowych.

Po usunięciu przyczyn (po uzyskaniu dostępu do świeżego powietrza lub po opuszczeniu zbyt szczelnego budynku) objawy te mijają, niestety często mogą przejść w trwałe stany chorobowe zanim przebywające w budynku osoby zdiagnozują przyczyny złego samopoczucia.

Zajmując się jakością powietrza wewnętrznego, należy brać pod uwagę dwa rodzaje parametrów opisujących stan powietrza. Są to:
– parametry charakteryzujące wymagania termiczne użytkownika (parametry komfortu cieplnego),
– parametry charakteryzujące czystość powietrza.

Tabela 6

Parametry wykorzystywane do wyrażania komfortu cieplnego wg normy [11]

	Parametr	Określenie	Jednostka podstawowa	Charakter kryterium	Sposób oszacowania
1	Temperatura powietrza wskazywana przez termometr suchy (t_s)	Temperatura powietrza wskazywana przez termometr osłonięty przed promieniowaniem[1)]	stopień Celsjusza [ºC]; przyrost o 1 [ºC]	Maksimum i/lub minimum	**Obliczenia**: zgodnie z krajowymi normami lub wytycznymi projektowania cieplnego **Pomiar**: dowolną metodą statycznego lub dynamicznego (aspirowanego) pomiaru temperatury, umożliwiającą dokładny pomiar za pomocą suchego termometru średniej temperatury powietrza w pomieszczeniu, przestrzeni lub strefie

cd. tab. 6

<table>
<tr><td>2</td><td>Średnia temperatura promieniowania (t_r)</td><td>Równomierna temperatura powierzchni promieniującego ciała czarnego, w którym mieszkaniec zamieniałby taką samą ilość energii promieniowania jak w rzeczywistej niejednorodnej przestrzeni[2)]</td><td>stopień Celsjusza [ºC]; przyrost o 1 [ºC]</td><td>Maksimum i/lub minimum</td><td>Obliczenia: jako efekt przypadkowego promieniowania ze wszystkich kierunków, przepływającego przez określony punkt, z wliczeniem zysków i strat przez okna i świetliki dachowe
Pomiar: wielkość niemierzalna wprost</td></tr>
<tr><td>3</td><td>Prędkość powietrza (v_s)</td><td>Prędkość powietrza o wartości i czasie trwania wystarczającym do wywarcia wpływu na komfort cieplny</td><td>metr na sekundę [m/s]</td><td>Maksimum i/lub minimum</td><td>Obliczenia: zgodnie z krajowymi normami lub wytycznymi projektowania cieplnego
Pomiar: dowolną metodą umożliwiającą dokładny pomiar prędkości powietrza w uśrednionym czasie od 1s do 2 s, z odróżnieniem kierunku ruchu powietrza</td></tr>
<tr><td>4</td><td>Temperatura obliczeniowa (t_o)</td><td>Równomierna temperatura promieniującego ciała czarnego, w którym mieszkaniec zamieniałby taką samą ilość ciepła przez promieniowanie i konwekcję jak w rzeczywistej niejednorodnej przestrzeni</td><td>stopień Celsjusza [ºC]; przyrost o 1 [ºC]</td><td>Maksimum i/lub minimum</td><td>Obliczenia:
zazwyczaj wystarczy określić temperaturę obliczeniową jako
$t_o = \frac{t_a - t_r}{2}$
W celu uzyskania większej dokładności można przyjąć następujące wyrażenie
$t_o = A \quad t_a + (1 - A) \quad t_r$
w którym A zależy od prędkości powietrza w sposób następujący:
<table>
<tr><td>v_a</td><td>< 0,2</td><td>0,2; 0,6</td><td>0,6; 1</td></tr>
<tr><td>A</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td></tr>
</table>
</td></tr>
<tr><td>5</td><td>Temperatura powietrza wskazywana przez termometr wilgotny (t_m)</td><td>Temperatura wskazywana przez element czujnikowy w stanie wilgotnym jako miara szybkości parowania</td><td>stopień Celsjusza [ºC]; przyrost o 1 [ºC]</td><td>Maksimum i/lub minimum</td><td>Obliczenia: zgodnie z normami krajowymi lub wytycznymi projektowania cieplnego
Pomiar: termometrem wilgotnym</td></tr>
</table>

3.2. Parametry komfortu cieplnego

Uzyskanie komfortu cieplnego i przeciwdziałanie szokowi termicznemu zależy od czynników środowiskowych wymienionych powyżej, a opisanych szczegółowo w normie [11]. W ocenie nieuniknionych zmian środowiska cieplnego w czasie i w przestrzeni istotne jest, aby wymagania użytkowników zawierały nie tylko graniczne wartości, lecz również określały miejsce i tolerancje tych wartości [11]. Podstawowe parametry określające komfort cieplny wg [11] zestawiono w tabeli 6.

3.3. Czynnik wpływające na wybór kryterium ocen

Kryteria odpowiadające ocenie powinny uwzględniać:

a) rodzaj wykonywanej czynności,
b) wiek i stan zdrowia użytkowników,
c) procent użytkowników, których wymagania będą spełnione,
d) czas, w którym wymagania powinny być spełnione,
e) łatwość kontrolowania przez użytkowników warunków cieplnych w pomieszczeniu, [11].

Powyższe kryteria zestawiono w tabeli 7.

Tabela 7

Czynniki wpływające na wybór kryterium ([11])

Czynniki	Przykłady klas/kategorii	Sposób wyrażenia
Rodzaj aktywności fizycznej	Leżenie Siedzenie Stanie Mała aktywność Średnia aktywność Duża aktywność	Tempo metabolizmu ciała ludzkiego (oparte na danych standardowych odnoszących się do przeciętnych, zdrowych dorosłych) W/m^2 lub met[1)]
Ubranie	Bielizna Odzież tropikalna Odzież letnia Odzież zimowa	Wartość izolacyjna ubrania wyrażona w m^2 °C/W lub clo[2)]
Wiek i zdrowie	Dzieci Zdrowi dorośli Niepełnosprawni dorośli Chorzy Osoby starsze	Alternatywne lub dodatkowe wartości tempa metabolizmu, odniesione do rodzaju aktywności
Procentowy udział usatysfakcjonowanych mieszkańców	80% 90% 95%	Przewidywany odsetek niezadowolonych (PPD) jako wynik przewidywanej średniej oceny (PMV)
Czas, w którym wymagania powinny być spełnione	90% 95% 99%	Na zapewnienie komfortu cieplnego w różnych częściach budynku mają wpływ również czynniki, takie jak przeciążenie i ujednolicenie ich właściwości użytkowych

[1)] 1 met = 58 [W/m^2]
[2)] 1 clo = 0,16 m^2 [°C/W]

3.4. Parametry służące do wyrażania wymagań czystości powietrza

Czystość powietrza w budynkach powinna zapewnić:

a) ograniczenie napływu i/lub gromadzenie się zanieczyszczeń powietrza szkodliwych dla zdrowia,
b) zapobieganie gromadzeniu się w pomieszczeniach zanieczyszczeń powietrza pogarszających odczucie komfort cieplnego,
c) zapewnienie odpowiedniej ilości tlenu wymaganego dla użytkowników i urządzeń do spalania [12].

Tabela 8

Parametry dotyczące wymagań czystości powietrza

Parametry	**Definicja**	**Jednostki; zalecane skale wzrostu**	**Charakter kryterium**	**Sposób oszacowania**
Intensywność dostarczania użytkownikom świeżego powietrza	Możliwości: 1) średnia liczba wymian na godzinę	Wymiana powietrza/h Skala wzrostu: – od 0,1 do 09,9 przyrost o 1/10 – powyżej 1, przyrost o 1/5	Minimum	**Obliczenia**: zgodnie z krajowymi normami lub wytycznymi **Pomiar**: metody pomiarowe z zastosowaniem gazów znakujących
	2) średnia objętość powietrza dostarczanego na każdego użytkownika	1/s na osobę; Skala wzrostu: – od 1 do 10 przyrost o 1 – powyżej przyrost o 2	Minimum	
	3) średnia objętość powietrza dostarczanego na metr kwadratowy powierzchni	1/s m^2; Skala wzrostu o 1	Minimum	
Intensywność dostarczania świeżego powietrza do urządzeń spalających bez osobnego dopływu powietrza	Średnia objętość powietrza dostarczanego na jednostkę energii paliwa stosowanego w urządzeniu spalającym	l/s na kW wydajności wsadu; Skala wzrostu o 1 Uwaga – różne paliwa mogą wymagać różnego zapotrzebowania powietrza na kW energii	Minimum	**Obliczenia**: zgodnie z krajowymi normami lub wytycznymi **Pomiar**: metody pomiarowe z zastosowaniem gazów znakujących

Czystość powietrza wyrażana jest przez intensywność dostarczania powietrza. Określana jest jako:

– ilość wymian na godzinę,
– ilość wymian na osobę,

– ilość wymian na 1m^2 powierzchni pomieszczenia,
– dla potrzeb urządzeń spalających, [12].

Parametry czystości powietrza podaje tabela 8.

Na wybór kryterium oceny czystości powietrza mają wpływ parametry zamieszczone w tabeli 9.

Tabela 9

Czynniki wpływające na wybór kryterium ([12])

Czynnik	Przykłady klas/kategorii	Sposób wyrażenia	Źródło informacji
Rodzaj wykonywanych czynności podczas których przewidziana jest wentylacja	Leżenie Siedzenie Stanie Mała aktywność Średnia aktywność Duża aktywność	Odpowiedni dopływ powietrza z uwzględnieniem gęstości zasiedlenia pomieszczeń, ilości powstającego dymu lub spalin	Normy krajowe lub wytyczne
Gęstość zasiedlenia pomieszczeń	2 m^2/osobę 5 m^2/osobę 10 m^2/osobę	Im większa jest gęstość zasiedlenia pomieszczeń, tym więcej należy dostarczyć powietrza, w przeliczeniu na osobę, w celu usunięcia zapachów	Normy krajowe lub wytyczne
Czas, w którym wymagania powinny być spełnione	80% 90% 95%	Jeżeli świeże powietrze dostarczane jest tylko za pomocą wentylacji naturalnej, jego nawiew uzależniony jest od szybkości wiatru oraz różnicy temperatury wewnątrz i na zewnątrz budynku. Istnieje potrzeba sprawdzenia zmienności tych czynników na podstawie lokalnych danych meteorologicznych	
Rodzaj paliwa	Gaz Olej Węgiel/torf Drewno	Dostępna ilość powietrza powinna być stale odpowiednia do energii paliwa urządzenia spalającego, nawet jeżeli częściowo działa ono w pobliżu dolnej granicy swej wydajności	Normy krajowe lub wytyczne

4. Dotychczasowe zalecenia norm

Dotychczas stosowane metody oceny komfortu cieplnego w pomieszczeniach, zarówno na etapie projektowania, jak i oceny już istniejących pomieszczeń uwzględniają podstawowe parametry powietrza.

Obowiązująca norma PN-78/B-03421 ([10]) określa temperaturę, wilgotność względną oraz prędkość przepływu powietrza w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi w zależności od pory roku (lato, zima) oraz aktywności fizycznej osób.

W przemyśle, gdzie wymagane są konkretne wartości lub zakresy temperatur i wilgotności powietrza, należy kierować się zaleceniami literaturowymi powstałymi w oparciu o doświadczenia.

Tabela 10

Wartości liczbowych parametrów obliczeniowych powietrza wewnętrznego – okres letni i zimowy [10]

Aktywność fizyczna	Okres zimowy				Okres letni					
	Temperatura	Wilgotność względna		Prędkość powietrza maksymalna	Wartości optymalne		Wartości dopuszczalne			
		optymalna	dopuszczalna minimalna		Temperatura	Wilgotność względna	Temperatura przy zyskach ciepła jawnego odniesionych do 1 m^2 powierzchni podłogi pomieszczenia lub strefy roboczej		Wilgotność względna maksymalna	Prędkość powietrza maksymalna
							do 50 [W/m^2]	ponad 50 [W/m^2]		
	[°C]	[%]		[m/s]	[°C]	[%]	[°C]		[%]	[m/s]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Mała	**20–22**	**40–60**	**30**	**0,2**	**23–26**	**40–55**	$t_z + 3$	$t_z + 5$	**70**	**0,3**
Średnia	**18–22**			**0,2**	**20–23**	**40–60**				**0,4**
Duża	**15–18**			**0,2**	**18–21**	**40–60**				**0,6**

Tabela 11

Zalecane temperatury i wilgotności względne powietrza wewnątrz pomieszczeń różnych gałęzi przemysłu [5]

Rodzaj produkcji	Temperatura [°C]	Wilgotność względna [%]
Przemysł mechaniczny i elektryczny		
Przecinanie kół zębatych	ustalać dowolnie, lecz utrzymywać możliwie stałą ± 0,5 °C	
Mechanika precyzyjna	20 ± 0,50	45–65
Izby pomiarów kalibrowania, wzorcowania	22 ± 1,00	45–55
Produkcja sprzętu elektrycznego – przewijalnie	22	45–55
Optyka – polerowanie i wykańczanie	25	35–40
Produkcja hermetycznych sprężarek chłodniczych	22	70–80 30–35
Drukarnie		
Składy papieru	Warunki możliwie zbliżone do pomieszczeń produkcyjnych	
Drukarnie ogólne	23–25	45–55
Polichromia	23–25	45–50
Fotografia	21–22	45–50
Przemysł farmaceutyczny		
Rozcieranie proszków	22–25	30
Fabryka drażetek i proszków	22–25	30
Preparaty organiczne	25	25–35
Antybiotyki	Temperatura i wilgotność względna precyzyjnie utrzymywana na zadanym poziomie	
Przemysł tytoniowy		
Przechowywanie tytoniu	25–30	70–85
Przygotowanie tytoniu	24–26	75–80
Wyrób papieru i cygar	22–24	53–65
Przechowywanie wyrobów	22–24	70–75
Browary		
Przechowywanie piwa	0–6	75–90
Fermentacja	5–10	75–90
Różne		
Wybór tarcz szlifierskich	24–25	50–60
Lakierowanie	22–24	50–60
Przemysł spożywczy		
Cukierki, czekolada	20–25	40–45
Pakowanie czekoladek	20–25	55–60
Herbatniki	18–20	45–50
Piekarnia chleba i pieczywa	22–27	60–70

5. Metody oceny komfortu cieplnego – wskaźniki komfortu

Do oceny stanu powietrza w pomieszczeniu lub w wydzielonej części pomieszczenia wprowadzono tzw. wskaźniki komfortu cieplnego. Są to kryteria uwzględniające umowny zespół parametrów komfortu cieplnego, w oparciu o które można by wnioskować o osiągnięciu w mniejszym lub większym stopniu stanu komfortu cieplnego w pomieszczeniu lub w wydzielonej części tego pomieszczenia. Mają one za zadanie ułatwić oszacowanie poziomu komfortu cieplnego, gdyż może zaistnieć sytuacja, że spełnione są niektóre normowe wartości parametrów komfortu, a jednak w pomieszczeniu odczuwa się dyskomfort. Spowodowane to jest szerokimi zakresami niektórych dopuszczalnych wartości indywidualnych parametrów.

Spośród wielu wskaźników na szczególną uwagę zasługują trzy:

a) wartość Kata,
b) temperatura efektywna,
c) zdolność chłodząca (kryterium Rydberga),
d) wskaźniki PMV i PPD.

5.1. Wartość Kata (A)

Wartość Kata (czyli wg Hilla tzw. natężenie chłodzenia powietrza) liczona jest w oparciu o wzór: ???. Jest to wielkość wyznaczana za pomocą kata-termometru. Jest to termometr cieczowy z dwoma pojemnikami cieczowymi o określonych wymiarach połączonych kapilarą. Na kapilarze zaznaczone są tylko temperatury 35 i 38°C, których wartość średnia odpowiada średniej temperaturze ciała ludzkiego. Do pomiaru ogrzewa się termometr do około 60°C i za pomocą stopera mierzy się czas podczas którego słup cieczy obniży się od temperatury 38 do 35°C.

Do celów praktycznych termometr Kata jest mało przydatny, ponieważ nie można nim dokonywać pomiarów chwilowych, nie wykazuje też wartości szczytowych.

Optymalne wartości Kata mieszczą się w zakresie: $A \in \langle 4; 6\rangle$ (zależy od jednostek na katatermometrze; $\left[\frac{\text{mcal}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s}}\right]$).

Tabela 12

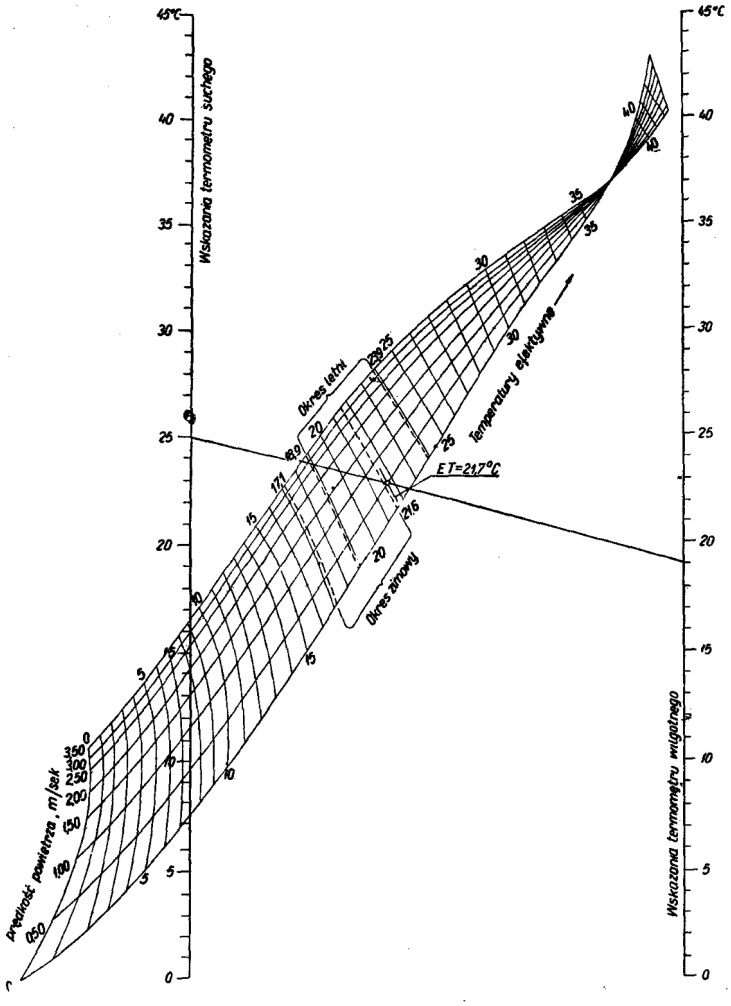
Wartości Kata w zależności od rodzaju pracy

Rodzaj pracy	Wartość Kata $\left[\frac{\text{mJ}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s}}\right]$
Spoczynek	16,8–21,0
Praca umysłowa	22,2–25,1
Lekka praca fizyczna	25,1–33,5
Ciężka praca fizyczna	50,3–75,5

Wskazania kata-termometru nie uwzględniają wilgotności względnej powietrza. Zatem jest to wskaźnik niewystarczający do jednoznacznej oceny komfortu cieplnego.

5.2. Temperatura efektywna

Drugim wskaźnikiem nieco dokładniejszym od poprzedniego jest temperatura efektywna (operatywna) t_E. Jest to fikcyjna temperatura, której odpowiadają kombinacje wartości temperatury, wilgotności i ruchu powietrza, które wywołują jednakowe odczucie komfortu cieplnego.



Rys. 1. Nomogram do wyznaczania temperatur efektywnych
Fig. 1. Effective temperature

Krzywe jednakowych temperatur efektywnych opracowano na podstawie doświadczeń. Różnym prędkościom powietrza odpowiadają różne zbiory krzywych. Temperatura efektywna stosowana jest w USA natomiast nie znalazła zastosowania w Europie.

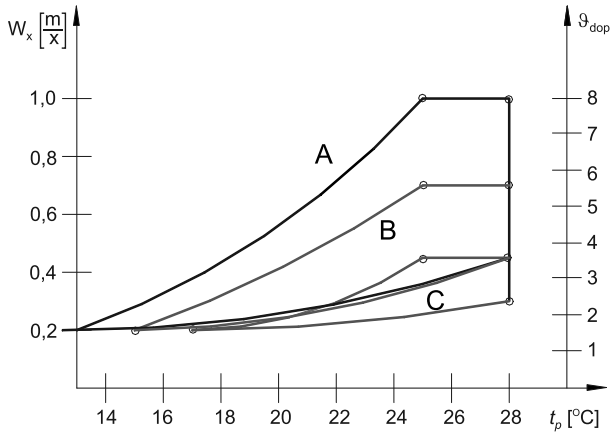
5.3. Zdolność chłodząca (kryterium Rydberga)

Kryterium Rydberga określa dopuszczalne wartości zdolności chłodzącej strugi powietrza nawiewanego do otoczenia człowieka w funkcji temperatury powietrza w pomieszczeniu oraz aktywności fizycznej człowieka. Dobór nawiewników jest realizowany na podstawie strumienia powietrza, jego zasięgu i temperatury i na tej podstawie określana jest zdolność chłodząca tego strumienia w strefie przebywania ludzi. Wartość ta jest porównywana z dopuszczalną wartością zdolności chłodzącej będącej funkcją różnicy temperatur i prędkości przepływu powietrza (wilgotność względna φ w zakresie 35–65%). **Zdolność chłodząca** jest to zdolność strumienia powietrza do przyjmowania ciepła od człowieka. Lokalna wartość tej zdolności wyrażona jest w °C wyrażona jest wzorem:

$$\upsilon_x = \Delta t_x + 8w_x$$

gdzie:

- Δt_x – różnica temperatur pomiędzy powietrzem w pomieszczeniu a strumieniem powietrza nawiewanego w odległości x od nawiewnika
- w_x – prędkość powietrza nawiewanego w odległości x od nawiewnika,
- v_x – odległość od nawiewnika.



Rys. 2. Zdolność chłodząca otoczenia człowieka w zależności od temperatury i prędkości powietrza w strefie przebywania ludzi [12,13] przy założeniu, $\Delta t_x = 0$ (wówczas $\vartheta_{dop} = 8w_{x,dop}$, gdzie w_x jest to prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi, którą należy określić dla odpowiedniego pola A, B, C na wykresie: $w_{x\,dop} = \frac{1}{8}(\vartheta_{dop} - \Delta t_{rzecz})$, [m/s]), [3, 5]

Fig. 2. Rydberg's criteria

Dopuszczalną prędkość dla zadanej (przyjętej) zdolności chłodzącej (mieszczącej się w polu A, B lub C) przy $\Delta t_x \neq 0$ przelicza się wówczas następująco:

$$w_{x\,dop} = \frac{\upsilon_{dop} - \Delta t_{x\,rzecz}}{8} \left[\frac{m}{s}\right]$$

Badania **Norböka** potwierdziły, że zmiany wartości Δt_x i w_x dopóty nie wywołują odczucia dyskomfortu, dopóki zmiany te mieszczą się w granicach υ_{dop}.

Za szacunkowe kryterium dobrego działania wentylacji i klimatyzacji można uważać **zdolność chłodzącą** υ strumienia powietrza przedostającego się do strefy przebywania ludzi. Zdolność ta nie może być większa od dopuszczalnej (odczuwalnej) zdolności υ_{dop}, co można zapisać nierównością:

$$\upsilon_x = \Delta t_x + 8w_x \leq \upsilon_{dop}$$

Można zatem w pierwszym przybliżeniu dobierać właściwe nawiewniki powietrza do pomieszczenia biorąc pod uwagę oszacowanie parametrów dla tego kryterium.

5.4. Wskaźniki PMV i PPD jako metoda oceny komfortu cieplnego pomieszczeń o środowisku termicznie umiarkowanym

Od roku 2006, zgodnie z Dyrektywą 2002/91/EC [15] istnieje konieczność wdrożenia procedury oceny i klasyfikacji obiektów użyteczności publicznej pod względem efektywności i zapotrzebowania energii. Ważnym elementem tego procesu jest określenie warunków dla klasyfikacji obiektów pod względem wymagań klimatu wewnętrznego.

Wprowadzona w roku 2002 metodą uznaniową norma PN-EN ISO 7730 [13] uwzględnia problem komfortu cieplnego bardziej szczegółowo, wprowadzając nowe wskaźniki komfortu jakimi są PPD i PMV oparte o bilans cieplny całego ciała człowieka (PMV i PPD według normy europejskiej) pomieszczeń o środowisku termicznie umiarkowanym.

Wprowadzone dwa wskaźniki oceny komfortu cieplnego: **PMV** – (*Predicted Mean Vote*) – prognozujący ocene średnią oraz **PPD** – (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) – prognozujący odsetek ludzi niezadowolonych. (P.O. Fanger[1] wprowadzone ok. 30 lat temu). Zaleca się aby PMV było $-0{,}5 < PMV < 0{,}5$, co gwarantuje że wskaźnik $PPD < 10\%$, a dopuszczalne prędkości powietrza, przy których znaczny procent użytkowników odczuwa przeciąg (wskaźnik przeciągu $DR < 15\%$).

Zgodnie z tą normą ustanowiono siedmiostopniową skalę odczuć komfortu:

+3 – gorąco,
+2 – ciepło,
+1 – dość ciepło,
0 – obojętnie,
–1 – dość chłodno,
–2 – chłodno,
–3 – zimno.

Do wyznaczenia PMV należy zmierzyć: temperaturę powietrza, średnią temperaturę promieniowania, względną prędkość powietrza, ciśnienie cząstkowe pary wodnej, a także określić aktywność fizyczną człowieka oraz oporność cieplną odzieży. W środowisku umiarkowanym termoregulacja ciała automatycznie dostosowuje temperaturę skóry oraz wydzielanie potu, aby utrzymać równowagę termiczną. Wskaźnik PMV opracowano na podstawie fizjologicznej odpowiedzi systemu termoregulacji organizmu człowieka.

[1] P. O. Fanger – Povl Ole Fanger z Duńskiego Uniwersytetu Technicznego.

PMV oblicza się według wzoru:

$$\begin{aligned}PMV &= (0{,}303\, e^{-0{,}036M} + 0{,}028)\{(M - W) - 3{,}05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6{,}99\,(M - W) - p_a] - \\ &+ 0{,}42 \times [(M - W) - 58{,}15] - 1{,}7 \times 10^{-5}\, M(5867 - p_a - 0{,}0014\, M\,(34 - t_a) - \\ &+ 3{,}96 \times 10^{-8}\, fcl \times [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl}\, h_c\, (t_{cl} - t_a)\}\end{aligned}$$

gdzie:

$$t_{cl} = 35{,}7 - 0{,}028\,(M - W) - I_{cl}\{3{,}96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl}\, h_c\, (t_{cl} - t_a)\}$$

$$h_c = \begin{cases} 2{,}38(t_{cl} - t_a)^{0{,}25} & \text{dla} \quad 2{,}38(t_{cl} - t_a)^{0{,}25} > 12{,}1\sqrt{v_{ar}} \\ 12{,}1\sqrt{v_{ar}} & \text{dla} \quad 2{,}38(t_{cl} - t_a)^{0{,}25} < 12{,}1\sqrt{v_{ar}} \end{cases}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1{,}00 + 1{,}290 I_{cl} & \text{dla} \quad I_{cl} \le 0{,}078 \ [\mathrm{m}^2 \cdot {}^{\circ}\mathrm{C/W}] \\ 1{,}05 + 0{,}645 I_{cl} & \text{dla} \quad I_{cl} > 0{,}078 \ [\mathrm{m}^2 \cdot {}^{\circ}\mathrm{C/W}] \end{cases}$$

Wskaźnik PPD oblicza się ze wzoru:

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

Na podstawie normy [13], opracowano raport CEN, CR 1752.1998 [20], w którym przeanalizowano różne aspekty komfortu cieplnego.

W zależności od wartości PMV i PPD pomieszczenia przeznaczone do stałego przebywania ludzi podzielono na 3 kategorie: A, B i C.

Tabela 13

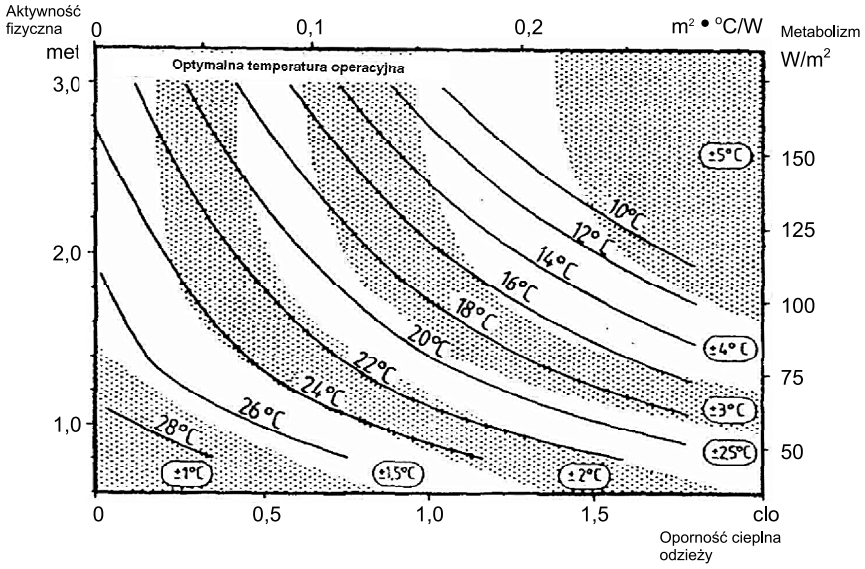
Kategorie jakości powietrza w pomieszczeniach [6]

Kategoria	PPD [%]	PMV
A	< 6	–0,2 < PMV < +0,2
B	< 10	–0,5 < PMV < +0,5
C	< 15	–0,7 < PMV < +0,7

Pomieszczenia klasyfikuje się jako: A – pomieszczenia o wysokich wymaganiach, B – o wymaganiach średnich oraz C – o wymaganiach umiarkowanych jakości powietrza.

Według normy zaleca się, aby dla komfortu cieplnego przebywających w pomieszczeniu ludzi wskaźnik PPD był mniejszy niż 10% co odpowiada zakresowi PMV od –0,5 do + 0,5 (granice komfortu dla temperatury operacyjnej[2]). Na podany jest przykład granicy komfortu dla temperatury operacyjnej w zależności od aktywności fizycznej i rodzaju odzieży. Powierzchnie zakropkowane oznaczają strefę komfortu $\pm\Delta t$ wokół temperatury operacyjnej, wewnątrz której PMV mieści się w zakresie (–0,5; +0,5).

[2] Temperatura operacyjna to jednorodna temperatura termicznie czarnej kabiny, w której znajdujący się człowiek, gdzie na skutek promieniowania i konwekcji, wymienia taką samą ilość ciepła, jaką wymienia w niejednorodnym środowisku rzeczywistym; (z pewnym przybliżeniem można ją obliczyć jako średnią z temperatury powietrza i temperatury promieniowania).



Rys. 3. Zależność temperatury operacyjnej (dla PMV = 0) od aktywności fizycznej człowieka i jego ubioru [13]

Fig. 3. Human activity and operative temperature

Tabela 14

Kryteria kwalifikujące środowisko wewnętrzne do odpowiedniej kategorii [6]

Kategoria	Komfort cieplny					Jakość powietrza	Komfort akustyczny
	Całe ciało	Dyskomfort lokalny				odsetek niezadowolonych [%]	dopuszczalny poziom dźwięku dB(A)
	przewidywany odsetek niezadowolenia	przeciągiem DR [%]	gradientem temperatury	temperaturą podłogi	asymetrią promieniowania		
A	< 6	< 15	< 3	< 10	< 5	< 15	< 35
B	< 10	< 20	< 5	< 10	< 5	< 20	< 40
C	< 15	< 25	< 10	< 15	< 10	< 30	< 45

5.5. Przepisy i rozporządzenia związane z jakością powietrza

Odpowiednie przepisy określają zastosowanie wentylacji i klimatyzacji w budynkach przeznaczonych na pobyt ludzi.

§ 51. Budynek i pomieszczenia powinny mieć zapewnioną wentylację lub klimatyzację, stosownie do ich przeznaczenia, [16, 17],

§ 32.1. W pomieszczeniach pracy powinna być zapewniona wymiana powietrza wynikająca z potrzeb użytkowych i funkcji tych pomieszczeń, bilansu ciepła i wilgoci oraz zanieczyszczeń stałych i gazowych, [14],

§ 32.2. W pomieszczeniach pracy, w których wydzielają się substancje szkodliwe dla zdrowia, powinna być zapewniona taka wymiana powietrza, aby nie były przekraczane wartości najwyższych dopuszczalnych stężeń tych substancji, [14],

§ 149.1. Strumień powietrza zewnętrznego doprowadzanego do pomieszczeń, nie będących pomieszczeniami pracy, powinien odpowiadać wymaganiom Polskiej Normy dotyczącej wentylacji [10], przy czym w mieszkaniach strumień ten powinien wynikać z wielkości strumienia powietrza wywiewanego, lecz być nie mniejszy niż 20 m^3/h na osobę przewidywaną na pobyt stały w projekcie budowlanym, [16, 17],

§ 149.2. Strumień powietrza zewnętrznego doprowadzanego do pomieszczeń pracy powinien odpowiadać wymaganiom określonym w przepisach o bezpieczeństwie i higienie pracy, [16, 17],

§ 149.4. W pomieszczeniach przeznaczonych na stały pobyt ludzi, wentylowanych w sposób mechaniczny lub klimatyzowanych, wartości temperatury, wilgotności względnej i prędkości ruchu powietrza w pomieszczeniach należy przyjmować do obliczeń zgodnie z Polską Normą [10] dotyczącą parametrów obliczeniowych powietrza wewnętrznego.

6. Wnioski

Wymagania stawiane pomieszczeniom do stałego przebywania ludzi (tzn. pomieszczenia, w których te same osoby przebywają w ciągu doby dłużej niż 4 godziny) powinny być spełnianie w zadowalającym stopniu z racji komfortu dla człowieka i ekonomiczności. Ocena warunków panujących w pomieszczeniu powinna być szybka i jednoznaczna, a ich poprawa w miarę możliwości natychmiastowa. Zapewnić to może szybki pomiar parametrów powietrza wewnętrznego i wyznaczenie wskaźników komfortu wymienionych w artykule i porównanie ich z wartościami maksymalnymi, dopuszczalnymi i krytycznymi.

Literatura

[1] Fanger P.O., Popiołek Z., Wargocki P., *Środowisko wewnętrzne. Wpływ na zdrowie, komfort i wydajność pracy*, Gliwice 2003,

[2] Koradecka D., *Bezpieczeństwo pracy i ergonomia*, CIOP, Warszawa 1997.

[3] Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R., *Uzdatnianie powietrza w Inżynierii Środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji,* Politechnika Krakowska, podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, Kraków 2004.

[4] Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorski-Bączek R., *Uzdatnianie powietrza w Inżynierii Środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji*, Politechnika Krakowska, podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, Kraków 2010, wyd. poprawione i uzupełnione.

[5] Malicki M., *Wentylacja i klimatyzacja*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1980.

[6] Müller J., Skrzyniowska D., Wojtas K., *Standardy metod pomiaru i oceny warunków komfortu termicznego pomieszczeń termicznie umiarkowanych*, XI International Conference Air Conditioning, Protection and District Heating, Wrocław–Szklarska Poręba 2005.

[7] Schnotale J., Müller J., Skrzyniowski D., Sikorska-Bączek R., *Instalacje urządzenia do uzdatniania powietrza dla celów wentylacji i klimatyzacji*, podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, PK, Kraków 2010.
[8] Sowa J., *Komfort cieplny pomieszczeń przy stosowaniu klimatyzacji komfortu*, Chłodnictwo i klimatyzacja, Warszawa, 12/2003.
[9] Sylwanowicz W., Michajlik A., Ramotowski W., *Anatomia i fizjologia człowieka*, PZWL, Warszawa 1985.

Normy

[10] PN-78/B-03421 Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza wewnętrznego w pomieszczeniach przeznaczonych do stałego przebywania ludzi.
[11] PN-ISO 6242-1 Budownictwo. Wyrażanie wymagań użytkownika. Wymagania termiczne.
[12] PN-ISO 6242-2 Budownictwo. Wyrażanie wymagań użytkownika. Wymagania dotyczące czystości powietrza.
[13] PN-EN ISO 7730 Środowiska termiczne umiarkowane – wyznaczanie wskaźników PMV i PPD oraz określanie warunków komfortu termicznego.

Rozporządzenia, ustawy, dyrektywy, raporty

[14] Obwieszczenie MGPiPS z dn. 28 sierpnia 2003r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Pracy i Polityki Socjalnej w sprawie ogólnych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy (Dz.U. nr 169, poz. 1650).
[15] Dyrektywa 2002/91/EC z dnia 16 grudnia 2002 dotycząca jakości energetycznej budynków.
[16] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz. U. Nr 75, poz. 690).
[17] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 7 kwietnia 2004 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz. U. Nr 109, poz. 1156).
[18] Rozporządzenie MSWiA z dn. 16.08.1999 w sprawie warunków technicznych użytkowania budynków mieszkalnych (Dz.U. 1999 nr 74, poz. 836).
[19] Prawo budowlane (Dz.U. 2003 nr 207 poz. 2016).
[20] CEN, CR 1752:1998: Ventilation for Buildings. Design Criteria for the Indoor Environment.
[21] „Guidelines for Ventilation Requirements In Buildings", CEC 1992.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

JAROSŁAW MÜLLER, DOROTA SKRZYNIOWSKA*

JAKOŚĆ POWIETRZA A WENTYLACJA POMIESZCZEŃ

AIR QUALITY AND ROOM VENTILATION

Streszczenie

W budynkach mieszkalnych występują różne zanieczyszczenia (od ludzi zwierząt, wyposażenia itp.) W normach i przepisach można znaleźć projektowe wartości minimalnego strumienia powietrza świeżego wymaganego w zależności od zakładanej kategorii pomieszczenia. Nie tylko w Polsce wentylacja grawitacyjna jest jednym z najczęściej spotykanych rozwiązań. Wentylacja naturalna nie zawsze dostarcza wymagany strumień powietrza, dlatego spotykamy częste występowanie Syndromu Chorego Budynku, przekroczenie dopuszczalnych stężeń CO_2 lub pary wodnej oraz ryzyko wystąpienia tlenku węgla. Jest to szczególnie istotne w budynkach pasywnych, w których izolacyjność i szczelność stanowi priorytet. Szczelność budynku wymaga zastosowania systemu wentylacji mechanicznej, a to w odczuciu wielu użytkowników generuje problemy inwestycyjne oraz koszty eksploatacyjne, które w praktyce prowadzą do braku lub „szczątkowej" instalacji wentylacji. Przedstawiono charakterystykę podstawowych zanieczyszczeń występujących w budynkach mieszkalnych oraz wpływ koncentracji tych zanieczyszczeń na zdrowie i samopoczucie człowieka. Dla typowych (normowych) wartości strumieni powietrza przedstawiono obliczenia energetyczne

Słowa kluczowe: *SBS*, *wentylacja mechaniczna*, *zanieczyszczenia*

Abstract

There are various contaminants in habitable buildings (from people, animals, equipment, etc.). In standards and regulations, one can find minimum airflow required for ventilation according to indoor air quality category. Poland is not the only country where natural ventilation is one of the most popular types of ventilation systems. Natural ventilation does not always work properly, very often it does not supply required airflow. Therefore, there are symptoms of Sick Building Syndrome, excessive amount of carbon dioxide and water vapor and a risk of carbon monoxide presence. The idea of passive buildings is to minimize energy loss therefore new designed passive buildings have 100 % – sealed windows, doors, walls. Passive buildings need mechanical ventilation systems but owners do not always install such system because of some disadvantages (investment cost, running cost etc.). The paper presents short characteristics of air pollution in average building, simple calculation of energy required for ventilation.

Keywords: *SBS*, *mechanical ventilation*, *pollution*

* Dr inż. Jarosław Müller, dr inż. Dorota Skrzyniowska, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

W celu zapewnienia odpowiedniej jakości powietrza w budynkach przeznaczonych do przebywania ludzi stosuje się wentylację pomieszczeń. Z drugiej jednak strony jesteśmy zobligowani do oszczędzania energii, co obecnie staje się priorytetem przy budowie i eksploatacji obiektów.

Świadomość użytkowników na temat znaczenia jakości powietrza i jego wpływu na zdrowie i samopoczucie człowieka jest niska. Efektem takiego podejścia jest brak wentylacji pomieszczeń lub zbyt mała wymiana powietrza (jeśli istnieje to jej przymykanie lub całkowite zamykanie). Jest to szczególnie istotne w budynkach pasywnych, w których izolacyjność i szczelność stanowi priorytet. Ten drugi warunek powoduje konieczność instalowania systemu wentylacji mechanicznej, a to, w odczuciu wielu użytkowników generuje problemy inwestycyjne koszty eksploatacyjne. Inwestorzy i użytkownicy napotykają na szereg utrudnień, które w praktyce prowadzą do braku lub „szczątkowej" instalacji wentylacji, co prowadzi do znacznego pogorszenia jakości powietrza, wywołując negatywne skutki dla zdrowia i kondycji fizycznej i psychicznej człowieka, ale i negatywne skutki dla samego budynku.

Rozpatrując wentylację z punktu widzenia człowieka, należy uzmysłowić sobie jej ogromne znaczenie, gdyż człowiek może żyć 30 dni bez jedzenia, 8 dni bez picia, lecz tyko 3 minuty bez powietrza. Spędzając większą część swojego życia wewnątrz pomieszczeń, powinniśmy dbać o jak najlepszą jakość powietrza w ich wnętrzu.

2. Budynki pasywne (domy energooszczędne) – standard wznoszenia obiektów budowlanych

Obecnie kładzie się duży nacisk na oszczędność energii we współczesnym budownictwie. Energia zużywana przez budynek jest zawsze zbyt duża. Dlatego dąży się do zminimalizowania lub ograniczenia wykorzystania energii w trakcie jego użytkowania, a więc do maksymalizacji zysków energetycznych i ograniczenia strat ciepła. Uzyskać można to przez wznoszenie domów energooszczędnych (ekonomicznych, ekologicznych, ciepłych); Domy energooszczędne – Niedrigenergiehäuser; budynki pasywne –Passivhäuser:

- Podstawowym sposobem na spełnienie standardów budynku tzw. pasywnego jest jego bardzo dobra izolacja cieplna. Standard budynku pasywnego narzuca wartość współczynnika przenikania ciepła dla ścian zewnętrznych poniżej 0,15 W/($m^2 \cdot K$), przy jednoczesnym wyeliminowaniu mostków termicznych, zaś dla okien poniżej 0,8 W/($m^2 \cdot K$);
- Również zastosowanie szeregu rozwiązań technicznych w budynku może zmniejszyć straty energii w trakcie jego eksploatacji (rocznie budynek nie może wymagać więcej niż 15 kWh energii na metr kwadratowy do ogrzewania);
- W wyniku wzrostu znaczenia efektywności energetycznej szczelne budynki stały się częstym zjawiskiem, a rola wentylacji nabrała szczególnego znaczenia. Kiedy pomieszczenie mieszkalne jest dobrze ogrzewane i izolowane, nadmiar wilgoci, który się kumuluje musi być odprowadzony za pomocą wentylacji, która przeciwdziała pojawieniu się pleśni. czy grzybów. Najczęściej stosowanym sposobem wentylacji jest wietrzenie pomieszczeń poprzez otwarcie okien. Powoduje to jednak drastyczną utratę ciepła, co jest sprzeczne z funkcjami szczelnych okien;

– W budynkach oszczędnych stosuje się odpowiedni system nawiewno-wywiewny z wykorzystaniem gruntowego wymiennika ciepła. W okresie zimowym świeże powietrze po przefiltrowaniu przechodzi przez to urządzenie, gdzie jest wstępnie ogrzewane. Następnie powietrze dostaje się do rekuperatora, w którym zostaje podgrzane ciepłem pochodzącym z powietrza wywiewanego z budynku;
– W przeważającej części zapotrzebowanie na ciepło zostaje zaspokojone dzięki zyskom cieplnym z promieniowania słonecznego oraz ciepłu oddawanemu przez urządzenia i przebywających w budynku ludzi.

3. Czynniki wpływające na jakość powietrza wewnętrznego

Czynniki wpływające na samoistne kształtowanie się parametrów powietrza w budynku (pomieszczeniach) lub w innym otoczeniu człowieka:

– **Klimat** (np. klimat umiarkowany, klimat tropikalny suchy, klimat tropikalny mokry); Jest to czynnik obiektywny (niezależny od nas). Człowiek nie ma wpływu na jego kształtowanie;
– **Architektura** (w tym budownictwo osiedli i budynków, a więc ich rozmieszczenie oraz ich rozwiązania konstrukcyjne); Jest to czynnik subiektywny, ponieważ warunki kształtowania się parametrów w znacznej mierze zależą od działalności człowieka.

Podczas projektowania budynków podejmuje się decyzje w sprawach lokalizacji i koniecznych instalacji wewnętrznych. Decyzje te mają charakter na ogół arbitralny w związku z dylematami trudnymi do jednoznacznego rozstrzygnięcia *a priori*. Decyduje się np. czy wystarczające będzie wyposażenie obiektu w urządzenia grzewcze z przewietrzaniem naturalnym przez otwieranie okien, względnie z wentylacją naturalną kanałami ciągów naturalnych, czy też zastosowane zostaną instalacje wentylacyjne z mechanicznym nawiewem lub instalacje systemów zapewniających pełną klimatyzację.

Uzasadnienie decyzji, co do rodzaju przyjętego systemu uzdatniania powietrza nie jest łatwe. Zastosowanie bowiem wentylacji mechanicznej zamiast naturalnej, a tym bardziej zastosowanie instalacji klimatyzacyjnej, powoduje istotne zwiększenie kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych budynku. Pomimo znacznej różnicy kosztów w różnych systemach uznaje się coraz częściej za uzasadnione stosowanie w nowym budownictwie, co najmniej wentylacji mechanicznej, a nawet klimatyzacji, jak to ma miejsce np. w klimacie cieplejszym (Płd. Europa). Również w naszym klimacie efekty wentylacji naturalnej, które były wystarczające w obiektach tzw. budownictwa starego, są już niewystarczające w obiektach nowego budownictwa.

Podstawowe cechy odmienności architektury i budownictwa obecnego i dawnego uzasadniające konieczność stosowania instalacji wentylacyjnych lub klimatyzacyjnych

Okna

Obiekty starego budownictwa wyposażone były w małe otwory okienne, które zajmowały około 35% powierzchni ścian zewnętrznych (efekt–mały wpływ promieniowania słonecznego na wzrost temperatury powietrza w pomieszczeniu).

W nowym budownictwie okna mogą zajmować nawet 75% powierzchni ścian zewnętrznych i w związku z tym może mieć miejsce, okresowo, znaczne podgrzewanie ścian, wypo-

sażenia wnętrz i powietrza wewnątrz pomieszczeń na skutek napromieniowania słonecznego przez szyby.

Konstrukcja ścian

W starym budownictwie stosowano większe grubości ścian z materiałów o większej pojemności cieplnej. Na skutek napromieniowania słonecznego nagrzewającym się powierzchniom zewnętrznych ścian (nieprzeźroczystych) i wzrostowi ich temperatury towarzyszy znacznie opóźniony wzrost temperatury powierzchni ściany wewnętrznej pomieszczenia. Opóźnienie to wynika z właściwości akumulacyjnych tradycyjnie stosowanych materiałów ścian starego budownictwa, np. przy grubościach ścian z tradycyjnych materiałów różnica czasu pomiędzy maksimum strumienia ciepła wnikającego do powierzchni zewnętrznej ściany napromieniowanej, a maksimum strumienia ciepła przejmowanego od ściany do powietrza wewnątrz pomieszczenia wynosi niekiedy nawet do 8–12 [h]. Jest to okres czasu, po którym inne przyczyny niekorzystnego podgrzewania się powietrza wewnątrz pomieszczenia ustępują, a ponadto temperatura powietrza na zewnątrz obniża się i ciepło odpływa od ścian do otoczenia zewnętrznego.

W nowoczesnym budownictwie stosuje się materiały do budowy przegród zewnętrznych o współczynnikach przekazywania ciepła większych niż w starym budownictwie i o małej akumulacyjności, co w przypadku zaniechania izolacji, umożliwia przekazywanie ciepła do wnętrza niekiedy nawet w okresie około 1–2 [h].

Wyposażenie wnętrz

Wyposażenie wnętrz nowoczesnych budynków wymaga dobrego przewietrzania, ponieważ w pomieszczeniach znajdują się urządzenia emitujące ciepło, zapachy, pyły, np. telewizor, ziębiarka, suszarka, oświetlenie.

Technologie procesowe i produkcyjne wewnątrz budynku i na zewnątrz w jego najbliższym otoczeniu. Jest to czynnik subiektywny, ponieważ kształtowanie zanieczyszczeń w otoczeniu człowieka zależy od człowieka lokalizującego urządzenia technologii procesowych lub lokalizacji budynków, np. przy arteriach komunikacyjnych.

Hałas

Hałas spowodowany ruchem komunikacyjnym, a niekiedy działaniem urządzeń przemysłowych, jest niekorzystny dla samopoczucia człowieka. W związku z tym w niektórych krajach uznano, że nie wolno stosować przewietrzania przez otwieranie okien wychodzących bezpośrednio na arterię komunikacyjną, a nawet postanowiono przykładowo, że jeśli w odległości 0,5 [m] od okna hałas jest większy od 65 [dB] to wówczas przewietrzanie przez otwieranie okien jest niedopuszczalne.

Zanieczyszczenia

Niekorzystna lokalizacja budynków w otoczeniu emitującym zanieczyszczenia do powietrza zewnętrznego w postaci pyłów, gazów, zapachów, dymów itp. powoduje, że otwieranie okien jest niemożliwe, zarówno w lecie jak i w zimie. W takich przypadkach obowiązuje wielostopniowe filtrowanie powietrza przed nawiewem do pomieszczenia. Jeżeli nie ma pomimo to warunków do wentylacji naturalnej, należy zastosować wentylację mechaniczną lub nawet klimatyzację jako skuteczne techniki kształtowania środowiska klimatycznego w bezpośrednim otoczeniu człowieka.

Człowiek jest również źródłem zanieczyszczeń otaczającego go powietrza, co objawia się wzrostem temperatury powietrza oraz wzrostem zawartości pary wodnej, CO_2 i substancji zapachowych.

Utrzymanie tych niepożądanych zanieczyszczeń w przedziale wartości dopuszczalnych można osiągnąć przez nawiew do otoczenia człowieka, powietrza pozbawionego tych zanieczyszczeń i wywiew powietrza zanieczyszczonego, na zewnątrz. Stan rozcieńczenia zanieczyszczeń na skutek nawiewu i wywiewu powietrza określany parametrami, takimi jak temperatura, wilgotność powietrza, koncentracja gazów i zapachów musi być taki, aby dotrzymane były z góry określone wymagania.

Jeśli nie ma możliwości przewietrzania przez otwieranie okien, a wentylacja grawitacyjna jest niewystarczająca, wówczas jedynie wentylacja mechaniczna lub klimatyzacja mogą być skuteczną techniką kształtowania środowiska klimatyzowanego bezpośrednio w otoczeniu człowieka [1].

4. Zanieczyszczenia

Do najbardziej szkodliwych zanieczyszczeń obecnych w powietrzu zalicza się:

- zanieczyszczenia antropogeniczne, czyli wynikające z procesów działalności człowieka (spalanie gazu, palenie tytoniu, sprzątanie, gotowanie, prace remontowe itp.),
- zanieczyszczenia mikrobiologiczne (kurz, grzyby, drożdżaki, pleśnie, bakterie, odpady zwierzęce),
- zanieczyszczenia emitowane z materiałów budowlanych oraz wykończeniowych zastosowanych w danym środowisku przebywania człowieka.

Tabela 1

Źródła i rodzaje zanieczyszczeń w pomieszczeniach mieszkalnych [2]

Źródło	Rodzaj zanieczyszczenia
Zewnętrzne	
Powietrze atmosferyczne	SO_2, NO, NO_2, O_3, węglowodory, pył
Pojazdy mechaniczne	CO, Pb, węglowodory, pył
Grunt	Radon
Wewnętrzne	
Materiały konstrukcyjne	
Beton, kamień	Radon
Płyty wiórowe, sklejka	Formaldehyd, rozpuszczalniki
Materiały izolacyjne	Włókno szklane lub mineralne, rozcieńczalniki, lepiszcza
Kleje	Rozpuszczalniki organiczne
Farby	Rtęć, chrom, rozpuszczalniki
Wyposażenie budynku	
Urządzenia spalinowe do ogrzewania i gotowania	CO, NO, NO_2, formaldehyd pył
Meble	Rozpuszczalniki organiczne
Instalacja wodno-kanalizacyjna	radon

cd. tab. 1

Obecność ludzi Produkty przemiany materii	 H_2O, CO_2, NH_3, zapachy
Działalność człowieka Dym tytoniowy Urządzenia aerozolowe Środki czyszczące, przygotowanie potraw Majsterkowanie, hobby, remonty	 CO, NO_2, cząstki organiczne, zapachy Fluoropochodne węglowodorów, chlorek winylu NH_3, związki organiczne, zapachy Związki organiczne, pył

Według raportu [5] rozróżnia się trzy klasy materiałów budowlanych M1, M2 i M3.

Tabela 2

Klasy materiałów budowlanych

Klasa	Całkowita emisja lotnych związków organicznych [mg/m²h]	Emisja formaldehydu (H_2CO) [mg/m²h]	Emisja amoniaku (NH_3) [mg/m²h]	Emisja związków kancerogennych zaliczanych do pierwszej kategorii wg klasyfikacji IARC [mg/m²h]	Zapachy (PPD)
M1	< 0,2	< 0,05	< 0,03	< 0,005	Brak zapachu (< 15%)
M2	< 0,4	< 0,125	< 0,06	< 0,005	Nieznaczny zapach (< 30%)

Tabela 3

Akceptowane stężenia zanieczyszczeń powietrza wewnętrznego [2]

Zanieczyszczenie	Stężenie
Dwutlenek węgla	1000 ppm (1980 mg/m³)
Tlenek węgla	9 ppm (11 mg/m³)
Formaldehyd	0,1 ppm
TVOCs (wszystkie lotne zw. organiczne)	3 ppm
Ogólna liczba bakterii	50 JTK/m³
Grzyby mikroskopowe	500 JTK/m³
Cząstki stałe zawieszone w powietrzu	150 μg/m³

Kategoria M1 to materiały budowlane bezpieczne ze względu na emisję zanieczyszczeń (cegła, kamień naturalny, marmur, płytki ceramiczne, szkło, powierzchnie metalowe) oraz materiały przebadane pod względem emisji: tynki, płytki ceramiczne, materiały poziomujące, wypełnienia itp. nie powinny zawierać kazeiny.

Kategoria M2 to materiały, np. tynki, płytki ceramiczne, materiały poziomujące, wypełnienia itp. niezawierające kazeiny.

Do kategorii M3 zaliczane są materiały nie przebadane oraz takie, których emisji przekracza wartości dopuszczalne dla kategorii M2.

W budynkach klasyfikowanych jako budynki o niskiej emisji zanieczyszczeń materiałów budowlanych, przeważająca powierzchna powinna być wykonana z materiałów klasy M1, określony odsetek powierzchni może być zaliczany do klasy M2 (podano jako przykład rozwiązania w Finlandii (20%), skąd pochodzi klasyfikacja M1, M2, M3), a powierzchnie wykończone materiałami M3 mogą występować sporadycznie.

5. Odczuwalna jakość powietrza

Intensywność wydzielania się zanieczyszczeń wewnętrznych w większości przypadków można wyrazić „równoważnikiem osobowym", to znaczy liczbą standardowych osób (olf) które spowodują zanieczyszczenie powietrza równie uciążliwe jak analizowane źródło zanieczyszczeń [5]. Odczuwalna jakość powietrza może być wyrażona w decypolach, gdzie 1dp to stężenie zanieczyszczeń powietrza w pomieszczeniu, wywołane obecnością standardowej osoby (emisja zanieczyszczeń 1 olf) przy przepływie przez pomieszczenie 36 m^3/h (10 l/s) powietrza zewnętrznego, w warunkach idealnego mieszania się strumienia.

Tabela 4

Intensywność wydzielania się zanieczyszczeń z wykończeniowych materiałów budowlanych i systemów wentylacyjnych [4]

Rodzaj budynku	Wartość średnia [olf/m^2]	Zakres [olf/m^2]
Budynki istniejące		
Biura	0,6	0–3,0
Szkoły (sale lekcyjne)	0,3	0,12–0,54
Przedszkola	0,4	0,20–0,74
Sale konferencyjne	0,3	0,13–1,32
Budynki nowe		
niskoemisyjne	0,1	
inne	0,2	

6. Skutki zanieczyszczeń

Jakość powietrza pomieszczeń, w których spędzamy znaczną część dnia, ma istotny wpływ na nasze zdrowie i samopoczucie. Często projektanci i użytkownicy nie zdają sobie sprawy jak bardzo zła wentylacja i tzw. przeszczelnienie pomieszczeń może obniżyć jakość powietrza wewnętrznego i stać się niespodziewanym źródłem różnego rodzaju schorzeń. Skutki przeszczelnienia pomieszczeń to:

– brak świeżego powietrza w pomieszczeniu powodujący zagrożenie dla naszego zdrowia i życia,

– kondensacja pary wodnej w ścianach zmniejszająca ich izolację termiczną oraz powodująca powstawanie grzybów i pleśni.

Skutki przebywania ludzi w szkodliwych warunkach są opisane w dwóch podstawowych zespołach objawowych:
– syndrom chorego budynku,
– wieloczynnościowa nadwrażliwość chemiczna.

W budynkach pasywnych obserwuje się, pomimo spełnionych warunków i wymagań czystości, objawy niezadowolenia użytkowników i uskarżanie się na złą jakość powietrza, które odbierane jest jako kombinacje dolegliwości występujących w określonym miejscu duszne i nieświeże powietrze, podrażniające śluzówki, powodujące bóle i zawroty głowy, nadmierne zmęczenie, nudności, wysypkę, zaburzenia pamięci i koncentracji, zaburzenia w oddychaniu, podrażnienie błon śluzowych gardła, nosa i krtani, w skrajnych przypadkach omdlenia. Objawy te i dolegliwości określa się jako syndrom chorego budynku SBS (*Sick Building Syndrome*).

Wystąpienie przykrych dolegliwości związane jest głównie ze zbyt małą ilością świeżego powietrza w pomieszczeniu oraz z jego złą jakością (prawdopodobnie jest to wynikiem obecności związków chemicznych w pomieszczeniu, a dokładnie mieszanin tych związków o bardzo niskich stężeniach). Źródłami zanieczyszczeń powietrza w pomieszczeniu mogą być organizmy żywe (np. produkty uboczne oddychania, pocenia się, grzyby, pleśnie), materiały budowlane i elementy wyposażenia wnętrz (np. rozpuszczalniki, impregnaty drewna, związki emitowane przez farby malarskie, azbest), systemy wentylacji i klimatyzacji (np. mikroorganizmy żyjące w nieczyszczonych przewodach wentylacyjnych), powietrze zewnętrzne (np. zanieczyszczenia chemiczne powietrza w dużych aglomeracjach miejskich) albo samo użytkowanie pomieszczeń (np. palenie tytoniu). Jak się szacuje, na syndrom chorego budynku zapada od 20 do 30 proc. pracowników biurowych, a w 1984 roku Światowa Organizacja Zdrowia informowała, iż syndrom SBS występuje aż w 30% nowych i odnawianych budynków na świecie. Po usunięciu przyczyn (po uzyskaniu dostępu do świeżego powietrza lub po opuszczeniu zbyt szczelnego budynku) objawy te mijają, chociaż niestety często mogą przejść w trwałe stany chorobowe zanim użytkownicy zdiagnozują przyczyny złego samopoczucia.

Tabela 5

Średnia częstotliwość występowania objawów SBS. Dane z krajów skandynawskich wg Kukkenen i in., 1993 [4]

Rodzaj objawów		Pomieszczenia biurowe		Mieszkania	
		Mężczyźni [%]	Kobiety [%]	Mężczyźni [%]	Kobiety [%]
Objawy ogólne	średnio min.	15–20 5	25–35 15	8–12	15–20
Podrażnienia błon śluzowych	średnio min.	15–20 5	25–35 15	5–10	10–15
Objawy skórne	średnio min.	10–15 5	25–35 15	5	10

W tabeli 5 podano przykłady objawów i częstotliwość ich występowania w krajach skandynawskich.

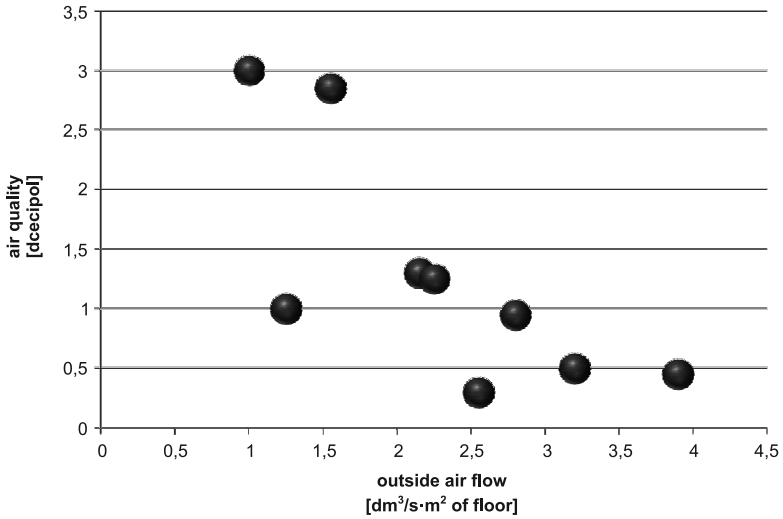
Jak widać, omawiane objawy częściej występują w pomieszczeniach biurowych niż w mieszkaniach i wyraźnie częściej są odnotowywane przez kobiety niż przez mężczyzn.

Wieloczynnikowa nadwrażliwość chemiczna – MCS (Multiple Chemical Sensitivity).

Wieloczynnikowa nadwrażliwość chemiczna (*multiple chemical sensitivity*) jest to zespół objawów wywołany ekspozycją na powszechnie występujące zanieczyszczenia środowiska, przy niskich poziomach narażenia, niepowodujących niekorzystnych skutków zdrowotnych w populacji generalnej. Objawy dotyczą wielu narządów i układów, mogą wystąpić w różnych, niezwiązanych ze sobą środowiskach. Symptomy to między innymi: nadmierna podatność na zmęczenie, bóle i zawroty głowy, dezorientację, depresję, drażliwość, zaburzenia pamięci świeżej, zaburzenia emocjonalne, zaburzenia koordynacji ruchowej, nadwrażliwość na przykre zapachy, zaburzenia widzenia (mroczki, okresowe zaczerwienienie pola widzenia), osłabienie mięśni i stawów, bóle i skurcze mięśni, objawy astmy lub inne zaburzenia ze strony układu oddechowego, zaburzenia rytmu serca, zaburzenia żołądkowo-jelitowe.

7. Jakość powietrza a strumień powietrza wentylacyjnego

Badania prowadzone w Polsce [11] pokazują, że istnieje ścisły związek pomiędzy strumieniem powietrza wentylacyjnego a jakością powietrza w pomieszczeniach. Dlatego oszczędności energetyczne nie mogą być dokonywane kosztem redukcji strumienia powietrza.



Rys. 1. Jakość powietrza w funkcji strumienia powietrza zewnętrznego

Fig. 1. Air quality as a function of outside air flow

Z jednym wyjątkiem wykres pokazuje, że użytkownicy będą odczuwali poprawę komfortu wraz ze wzrostem strumienia powietrza odniesionego do powierzchni podłogi.

Strumień powietrza wentylacyjnego może być obliczony według:

$$V = 10 \frac{G}{c_i - c_o} \frac{1}{\varepsilon_a}, \quad \text{l/s}$$

gdzie:

V – strumień powietrza zewnętrznego, l/s,
G – Całkowity strumień zanieczyszczeń wydzielanych w pomieszczeniu, olf,
c_i – zakładana jakość powietrza, decypol,
c_o – jakość powietrza zewnętrznego, decypol,
e – efektywność rozprowadzenia powietrza w pomieszczeniu (0.9).

Jakość powietrza c_i można obliczyć, zakładając PPD, % (opisane w [12]):

$$c_i = 112\ [\ln(PD) - 5{,}98]^{-4}$$

Jakość powietrza zewnętrznego można przyjąć jako:

$c_o > 1$ decypol – dla dużych miast o złej jakości powietrza, przy niekorzystnych warunkach pogodowych
$0{,}3 > c_o > 0{,}05$ decypol – dla miast o średniej jakości powietrza
$c_o = 0{,}01$ decypol – dla terenów pozamiejskich, górskich, nad morzem

Strumień powietrza obliczany jak powyżej dla domu jednorodzinnego zamieszkałego przez 5 osób, powierzchnia użytkowa 100 m^2 , kategoria A (PD = 15%), B (PD = 20%) and C (PD = 30%); emisja z materiałów wewnętrznych $G_m = 0{,}3$ olf/m^2:

$$G = 5 \cdot 1 + 0{,}3 \cdot 100 = 35 \text{ olf}$$

Tabela 6

Wyniki obliczeń

Odsetek niezadowolonych PD [%]	c_i	Strumień powietrza zewnętrznego						
	olf	Duże miasto c_o = 1,0 decypol		Małe miasto c_o = 0,15 decypol		Poza miastem c_o = 0,01 decypol		
		V	V_o	V	V_o	V	V_o	
		[m^3/h]	[m^3/h, os.]	[m^3/h]	[m^3/h, os.]	[m^3/h]	[m^3/h, os.]	
5	0,0364	–		1817	363	1099	220	Kat. A
10	0,6124	–		841	168	646	129	
15	0,9772	–		470	94	402	80	
20	1,4121	944	189	308	62	277	55	Kat. B
30	2,5324	254	51	163	33	154	31	Kat. C
40	4,0647	127	25	99	20	96	19	

Polskie przepisy ustalają minimalny strumień powietrza na osobę równy 30 m^3/h, więc niektóre wartości z tabeli 6 nie spełniają tych wymagań. Dla dużych miast niemożliwe jest uzyskanie akceptowanej jakości powietrza bez odpowiedniej filtracji powietrza zewnętrznego.

8. Rodzaje wentylacji

W celu kształtowania jakości powietrza (parametrów powietrza) tworzącego środowisko człowieka stosuje się odpowiednie technologie w tym instalacje wentylacyjne (względnie klimatyzacyjne). Wentylacja ma na celu wymianę powietrza w pomieszczeniu na tzw. „świeże" (z otoczenia zewnętrznego) i usunięcie zanieczyszczeń zarówno stałych (np. pyły), ciekłych, jak i gazowych. Zanieczyszczeniem do usunięcia są również strumienie ciepła i wilgoci, które nadmiernie są wydzielane w pomieszczeniu. Wentylację dzieli się na naturalną (przewietrzanie), grawitacyjną (przez odpowiednie wyposażenie lub ukształtowanie ciągów powietrza), mechaniczną (z zastosowaniem specjalnych instalacji i wentylatorów) oraz hybrydową (będącą połączeniem grawitacyjnej z mechaniczną) [1].

W budownictwie pasywnym jedynym rozwiązaniem jest wentylacja mechaniczna nawiewno-wywiewna. Zastosowanie innego typu wentylacji jest praktycznie niemożliwe.

Na przykład dla wentylacji hybrydowej, wykorzystanie przepływu powietrza przez szczeliny w typowych, nowych oknach, o nieszczelności: 0,1 $m^3/(h\ m\ daPa^{2/3})$ przy warunkach typowych [3], dla strumienia powietrza 250 m^3/h.

Wymagana długość szczelin w oknach wynosi 9708 m.

Wymagana ilość nawietrzaków (o charakterystyce 50 m^3/h dla 10 Pa) dla tych samych warunków [3] – 15 szt.

Są to wielkości praktycznie niemożliwe do uzyskania, dlatego konieczna jest wentylacja mechaniczna.

Roczny koszt ogrzania powietrza wentylacyjnego koniecznego ze względów higienicznych i fizjologicznych – przykład dla domku jednorodzinnego

W strefie klimatycznej, w jakiej znajduje się Polska południowa (Kraków), średnia temperatura powietrza zewnętrznego dla sezonu grzewczego wynosi $T_{zśr} = +3$ °C. Czas trwania sezonu grzewczego wynosi $\tau = 5328$ godzin. Niezbędna ilość energii potrzebnej do podgrzania jednostkowego strumienia powietrza świeżego wynosi 31,0 $kWh/(rok \cdot m^3/h)$.

Koszt 1 kWh energii cieplnej $K_{ec} = 0{,}176$ zł/kWh. Koszt ogrzania 1 m^3 powietrza w kotle na gaz GZ50 o sprawności 90% wynosi 5,44 $zł/(rok \cdot m^3/h)$. Przy zapewnieniu (dla przeciętnego domu jednorodzinnego: 5 osób, kuchnia, dwie toalety, dwie łazienki) strumienia powietrza 250 m^3/h orientacyjny koszt ponoszony na ogrzanie powietrza wentylacyjnego wyniesie $5{,}44 \cdot 250 = 1360$ zł/rok.

Powyższą wartość można zredukować, stosując na przykład wymiennik gruntowy, którego ciągła eksploatacja może przynieść oszczędności rzędu $0{,}90zł \cdot 250 = 225$ zł/rok. Kolejną oszczędność można uzyskać, stosując odzysku ciepła w wymienniku o średniorocznej sprawności 50%.

A zatem roczny koszt ponoszony na ogrzewanie powietrza wentylacyjnego wyniesie $(1360 - 225) \cdot 0{,}5 = 567{,}5$ zł/rok.

Do tego należy doliczyć koszt energii elektrycznej potrzebnej do napędu wentylatorów 40W · 2(szt.) · 24(godz.) · 365(dni) · 0,71) · 0,4zł/kWh = 196 zł/rok.

Wówczas łączne, orientacyjne koszty poniesiony na wentylację wyniosą ok. **760 zł**.

[1)] – współczynnik redukcyjny, uwzględniający wietrzenie pomieszczeń przez otwarcie okien.

9. Problemy instalacyjne

Kłopoty związane z instalacją wentylacji mechanicznej zaczynają się od znalezienia odpowiedniego miejsca na lokalizację centrali. W domach jednorodzinnych trudno jest znaleźć miejsce odpowiednich rozmiarów, oddalone od pomieszczeń przeznaczonych na wypoczynek (salony, sypialnie), a jednocześnie mające dogodne połączenie z zewnątrz (kanały do czerpni i wyrzutni). Najczęściej wybieranym miejscem jest poddasze, ale tu trzeba pamiętać o częściowej choćby wibroizolacji, aby (szczególnie w nocy) praca urządzenia nie była uciążliwa. Właściwe umieszczenie czerpni i wyrzutni powietrza gwarantować będzie dobrą jakość powietrza. Tutaj bardzo pomocne są przepisy [9] oraz normy [6, 7].

Kolejnym kłopotem inwestora i użytkownika jest odpowiednie rozprowadzenie powietrza kanałami. Aby organizacja przepływu powietrza w poszczególnych pomieszczeniach była prawidłowa, aby następowało właściwe przewietrzanie, często kanały muszą być poprowadzone nie tylko w korytarzach, ale również w innych pomieszczeniach, co zaburza ich estetykę.

Przede wszystkim jednak głównym problemem w wielu inwestycjach staje się „etapowanie" inwestycji w praktyce sprowadzające się do odłożenia inwestycji w wentylację „na później". Praktyka pokazuje, że dopóki nie wystąpią poważne problemy z wykraplająca się wilgocią lub problemy zdrowotne mieszkańców (jednoznacznie identyfikowane z jakością powietrza) problem właściwej wentylacji jest zupełnie pomijany.

10. Wnioski – optymalizacja a nie maksimum oszczędności

Wentylacja pomieszczeń powinna być jednym z priorytetów zarówno projektanta jak i użytkownika.

Idea budynków pasywnych jest jak najbardziej słuszna. Pojęcie redukcji kosztów ogrzewania budynków jest w naszym społeczeństwie bardzo dobrze znane. Niestety razem z edukacją w tym kierunku nie pojawiła się na szeroką skalę edukacja w zakresie jakości powietrza i konieczności zapewnienia właściwej wentylacji pomieszczeń. Od kiedy pojawiły się programy wspomagające projektowanie instalacji grzewczych, wykresy udziału kosztów ponoszonych na straty ciepła i wentylację czytelnie pokazują, że udział wentylacji w kosztach rośnie w stosunku do strat na przenikanie. Niestety, poza oszczędnościami wprowadzanymi w postaci wymienników gruntowych oraz rekuperatorów ciepła z tymi kosztami należy się pogodzić. Dalsza redukcja kosztów sprowadza się do zmniejszenia strumienia powietrza, a to jest najgorsze z możliwych rozwiązań.

Literatura

[1] Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R., *Uzdatnianie powietrza w inżynierii środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji*, Politechnika Krakowska, podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, Kraków 2010,

[2] Charkowska A., *Zanieczyszczenia w instalacjach klimatyzacyjnych i metody ich usuwania*, IPPU Masta 2003,

[3] Sowa J., *Jak poprawić jakość powietrza w pomieszczeniach obniżając jednocześnie zużycie energii?*, Swegon Air Academy.

[4] Pełech A., *Wentylacja i klimatyzacja*, Oficyna Wyd. PW, Warszawa 2008,

[5] CEN, CR 1752:1998: *Ventilation for Buildings. Design Criteria for the Indoor Environment*.

[6] PN-EN 13779 Wentylacja budynków niemieszkalnych. Wymagane właściwości systemów wentylacji i klimatyzacji.

[7] PN-EN 15251 Kryteria środowiska wewnętrznego, obejmujące warunki cieplne, jakość powietrza wewnętrznego, oświetlenie i hałas.

[8] PN-EN 12792 Wentylacja budynków. Symbole, terminologia i oznaczenia na rysunkach.

[9] Rozporządzenie Ministra Gospodarki nr 75 z dnia 12.04.2002: Warunki techniczne jakim muszą odpowiadać budynki i ich usytuowanie – z późniejszymi zmianami (12.03.2009).

[10] Yua B.F., Hu Z.B., Liu M., Yang H.L., Kong Q.X., Liu Y.H., *Review of research on air-conditioning systems and indoor air quality control for human health*, International Journal of refrigeration 32, 2009, 3-20.

[11] Fanger P.O., Popiołek Z., Wargocki P., *Indoor environment (in Polish)*, Gliwice 2003.

[12] PN-EN ISO 7730 Ergonomia środowiska termicznego – Analityczne wyznaczanie i interpretacja komfortu termicznego z zastosowaniem obliczania wskaźników PMV i PPD oraz kryteriów lokalnego komfortu termicznego.

[13] PN/B 03430/AZ3 Wentylacja w budynkach mieszkalnych, zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

RENATA SIKORSKA-BĄCZEK*

INSTALACJE I URZĄDZENIA DO UZDATNIANIA POWIETRZA DLA CELÓW WENTYLACJI I KLIMATYZACJI

INSTALLATIONS AND FIXINGS FOR AIR CONDITIONING

Streszczenie

Instalacje wentylacyjne i klimatyzacyjne umożliwiają utrzymanie wymaganych korzystnych parametrów komfortu cieplnego i środowiskowego w miejscach pobytu i wypoczynku człowieka. Kształtowanie tych parametrów za pomocą odpowiednio wyposażonych instalacji jest bardzo ważnym zadaniem. W artykule zostały przedstawione dwa procesy zachodzące w instalacjach przeznaczonych do uzdatniania powietrza: oziębianie z równoczesnym odwilżaniem powietrza oraz odzysk ciepła i wilgoci.

Słowa kluczowe: oziębianie z odwilżaniem, odzysk ciepła i wilgoci

Abstract

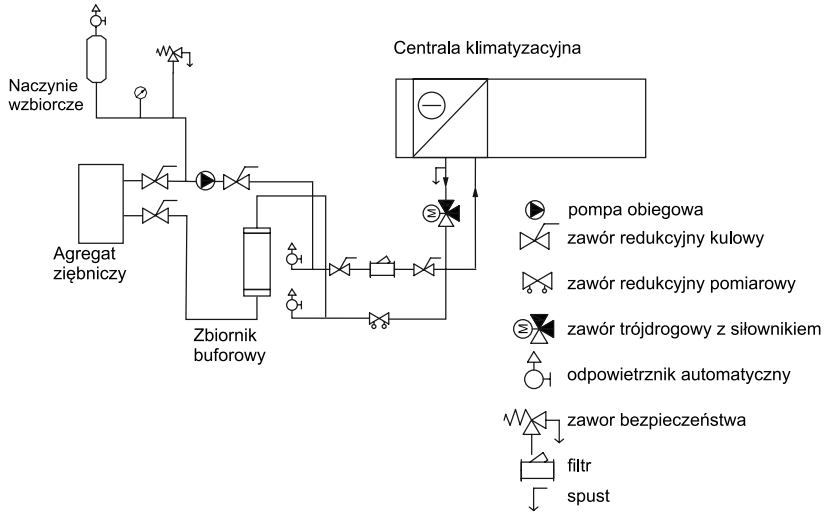
Installations for air conditioning enable to keep advantages parameters of thermal comfort within doors. Molding of these parameters by air conditioning units is a very important task. In the paper two processes of air conditioning presented: cooling with drying and recovery of heat and moisture.

Keywords: cooling with drying, recovery of heat and moisture

* Dr inż. Renata Sikorska-Bączek, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

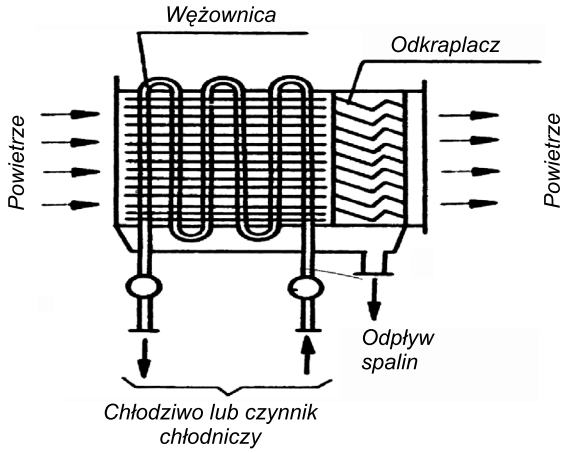
1. Oziębianie i odwilżanie powietrza

Instalacje do odwilżania powietrza zmniejszają zawartość wilgoci w powietrzu. Zmniejszenie zawartości wilgoci możliwe jest dzięki dwóm zasadniczo różniącym się metodom. Pierwsza z nich to obniżanie temperatury powietrza dostatecznie zimnym czynnikiem ziębniczym o temperaturze poniżej punktu rosy powietrza. Towarzyszy temu wykraplanie się wilgoci z powietrza na zimnej powierzchni żeber i rurki (tzw. przepony). Jest to tzw. metoda kondensacyjna. Odwilżanie powietrza występuje wówczas, gdy temperatura ścianki przepony lub powierzchni kropel jest niższa od temperatury punktu rosy powietrza opuszczającego oziębiacz powietrza ($t_{ść} < t_R$) [4]. Temperaturę rosy w procesach klimatyzacyjnych można osiągnąć w oziębiaczach powietrza za pomocą sztucznego chłodzenia, czyli oziębiania. Druga metoda odwilżania powietrza to absorpcja pary wodnej z powietrza przez higroskopijne materiały stałe, jak żel krzemionkowy (silikażel) albo higroskopijne roztwory soli, jak chlorek potasu i inne. Jest to tzw. metoda absorpcyjna. Odwilżanie powietrza do celów klimatyzacyjnych stosuje się do pomieszczeń pobytu ludzi, w przemyśle chemicznym, farmaceutycznym, elektrotechnicznym i wszędzie tam, gdzie potrzebne jest powietrze o możliwie niskiej zawartości wilgoci [1]. Oziębiacze powietrza stosowane do oziębiania i do odwilżania powietrza, stanowią element wyposażenia instalacji ziębniczej w klimatyzacji. Na rysunku 1 przedstawiono schemat hydrauliczny połączenia oziębiacza powietrza z agregatem ziębniczym.



Rys. 1. Schemat instalacji ziębniczej łączącej oziębiacz powietrza z agregatem ziębniczym
Fig. 1. Scheme of the cooling installation with air cooler and refrigeration unit

W zależności od rodzaju konstrukcji oziębiacze powietrza dzieli się następująco:
- oziębiacze powierzchniowe (przeponowe),
- oziębiacze bezprzeponowe (tzw. komory zraszania),
- oziębiacze o konstrukcji kombinowanej.



Rys. 2. Ideowy schemat oziębiacza powietrza powierzchniowego
Fig. 2. Scheme of superficial air cooler

W oziębiaczu powierzchniowym (rys. 2) oziębiane powietrze oddzielone jest od czynnika ziębniczego lub od cieczy ziębiącej (woda lub roztwór wodny glikolu) ścianką rur gładkich lub ożebrowanych (lamelowanych). Zewnętrzne powierzchnie, ożebrowane np. płycinami, umożliwiają wyjątkowo zwartą konstrukcję oziębiacza i dlatego ten rodzaj oziębiaczy powietrza jest najczęściej stosowany w klimatyzatorach [3].

W oziębiaczach bezprzeponowych oziębiane powietrze ma bezpośredni kontakt z rozpyloną wodą.

Tabela 1

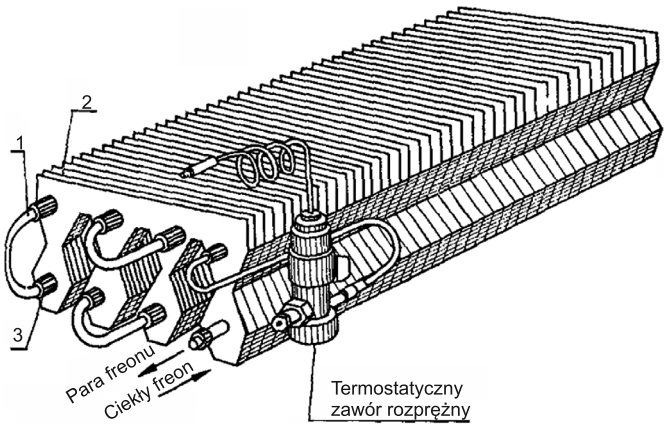
Parametry działania oziębiaczy powietrza w systemach klimatyzacyjnych

	Parametry powietrza przed oziębiaczem			Faza wykroplonej pary wodnej	Zdolność odwilżania powietrza
	temperatura t_p, [°C]	wilgotność względna φ_p, [%]	temperatura punktu rosy t_r, [°C]		
Klimatyzacja komfortu	20–30	40–60	6–21	Skropliny (woda)	duża
Klimatyzacja pomieszczeń w przemyśle spożywczym	10–15	70–90	5–13		

Oziębiacz powierzchniowy konstrukcyjnie stanowi zespół równolegle ułożonych odcinków rur ożebrowanych połączonych kolanami w tzw. wężownicę (rys. 3). Kolana z rurami łączy się przez lutowanie, spawanie lub klejenie, w zależności od rodzaju materiału. Klejenie

jest obecnie najnowocześniejszą, mało pracochłonną technologią umożliwiającą stosowanie rur aluminiowych zamiast miedzianych.

Rurki oziębiaczy dla obecnie stosowanych cieczy ziębiących i czynników ziębniczych (ziębników) wykonywane są z miedzi, mosiądzu, aluminium lub stali, a dla amoniaku ze stali i aluminium. Rurki mogą być wyposażone w żebra spiralne – nacinane, nasadzane – okrągłe lub kwadratowe, spiralne nawijane oraz w płyciny lamelowane. Aby uzyskać intensyfikację procesu wymiany ciepła, wykonuje się lamelowane żebra o zmiennej podziałce lub w postaci fal i zygzaków, co zwiększa stopień burzliwości przepływu oraz przeciwdziała tworzeniu się warstwy przyściennej [3].



Rys. 3. Powierzchniowe oziębiacze powietrza (parowacze)
Fig. 3. Superficial air cooler – evaporator

Sprawność (efektywność) cieplna powierzchni ożebrowanej w praktyce zależy od dobrego kontaktu między żebrem a zewnętrzną powierzchnią rury, który zapewnia się przez hydrauliczne roztłaczanie rury ożebrowanej lub przez przetłaczanie przez nią kulki stalowej o większej średnicy od średnicy rury. Odpowiedni kontakt cieplny żeber i rury można uzyskać nakładając ponadto warstwę antykorozyjnego pokrycia na zewnętrzną powierzchnię oziębiacza (ocynkowanie, anodowanie, eloksalowanie i inne).

Obecnie do konstruowania oziębiaczy wykorzystuje się specjalistyczne oprogramowanie komputerowe. Modele numeryczne pozwalają testować wirtualne oziębiacze w różnych warunkach działania, jeszcze przed ich produkcją. Produkcja natomiast odbywa się w oparciu o nowoczesne technologie i materiały. Nowoczesne laboratoria umożliwiają wykonanie niezbędnych badań eksperymentalnych dla weryfikacji jeszcze niedoskonałych modeli numerycznych [1].

2. Odzysk ciepła i wilgoci w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych

Występujący w Polsce w ostatnich latach ciągły wzrost cen energii elektrycznej związany z aktualną polityką energetyczną państwa wpływa na zmianę sposobu myślenia inwestorów i projektantów przy podejmowaniu decyzji dotyczących wyboru rozwiązań systemu wenty-

lacji lub klimatyzacji. Urządzenia wentylacyjne i klimatyzacyjne wymagają znacznych ilości ciepła i zimna do uzdatniania powietrza zewnętrznego, co wiąże się z wysokimi kosztami eksploatacyjnymi ponoszonymi przez użytkownika instalacji. Wraz z powietrzem usuwanym z pomieszczenia tracone są duże ilości ciepła. Jest to szczególnie widoczne przy wentylacji dużych obiektów. Znaczne zmniejszenie zapotrzebowania energii można uzyskać przez zastosowanie odzysku ciepła zawartego w usuwanym powietrzu. W niektórych zakładach przemysłowych występują urządzenia wymagające znacznych ilości powietrza świeżego, przy czym z powietrzem usuwanym tracone są duże ilości ciepła technologicznego.

W celu stosowania wentylacji z odzyskiem ciepła jest dostarczenie świeżego powietrza w sposób zapewniający komfort cieplny przy jednoczesnym oszczędzaniu energii dzięki zastosowaniu rekuperatora wykorzystującego ciepło zawarte w powietrzu wywiewanym do wstępnego podgrzania powietrza nawiewanego. W szczególności odzyskiwanie ciepła powinno być stosowane w biurach, zakładach gastronomicznych, zakładach przemysłowych [6].

Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 roku w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie, wprowadza określenia definiujące, kiedy powinien być stosowany odzysk ciepła.

W instalacjach wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej lub klimatyzacji o wydajności co najmniej 10 000 [m^3/h] należy stosować urządzenia do odzyskiwania ciepła z powietrza nawiewanego.

Ponadto urządzenia do odzyskiwania ciepła powinny mieć zabezpieczenia ograniczające przenikanie między wymieniającymi ciepło strumieniami powietrza.

Stosowanie odzysku ciepła wiąże się z większymi nakładami inwestycyjnymi, jak również z inną specyfiką prowadzenia kanałów, jednak oszczędności energii cieplnej zapewniają szybki zwrot poniesionych kosztów. W Polsce do niedawna jedyną formą odzysku ciepła stanowiła recyrkulacja polegająca na nawiewie do pomieszczeń mieszaniny powietrza wywiewanego i świeżego. Metoda ta pozwalała na zmniejszenie zapotrzebowania energii cieplnej, jednak prowadziła do obniżenia jakości parametrów powietrza w pomieszczeniu, gdyż zawracane do pomieszczeń z wywiewu powietrze było już obciążone zanieczyszczeniami wydzielanymi w pomieszczeniach. Dodatkowo w większości procesów technologicznych stosowanie recyrkulacji jest niemożliwe ze względu na występujące zanieczyszczenia powietrza i cały strumień powietrza pobierany jest z zewnątrz. W niektórych krajach recyrkulacja nie jest traktowana jako odzysk ciepła.

Obecnie instalacje z odzyskiem ciepła są coraz częściej stosowane w obiektach przemysłowych, szpitalach, hotelach, wszelkiego rodzaju obiektach użyteczności publicznej.

Korzyści wynikające z zastosowania odzysku ciepła można rozpatrywać w skali pojedynczego użytkownika, który uzyskuje znaczne obniżenie kosztów eksploatacyjnych, jak również w skali globalnej w aspekcie ekologicznym, ponieważ ilość spalanego paliwa dla pokrycia zapotrzebowania na ciepło, a co za tym idzie zanieczyszczenie środowiska zmniejsza się.

2.1. Zasada działania urządzeń do odzysku ciepła

Zasada działania urządzeń do odzysku ciepła jawnego opiera się na wykorzystaniu różnicy temperatur i entalpii pomiędzy strumieniem powietrza wywiewanego z pomieszczenia i strumieniem powietrza nawiewanego do pomieszczenia.

Urządzenia do odzysku ciepła jawnego i utajonego (odzysk wilgoci) wykorzystują również zjawisko kondensacji i absorpcji. W urządzeniach tych spotyka się dwa znane z teorii wymiany ciepła procesy: rekuperację i regenerację.

Rekuperacja –proces, który zachodzi wówczas, gdy strumienie powietrza nawiewanego i wywiewanego nie mają ze sobą bezpośredniego kontaktu, a wymiana ciepła zachodzi przez przeponę oddzielającą oba strumienie powietrza. Nie zachodzi tutaj odzysk wilgoci z powietrza wywiewanego. Wymiennikami, w których wykorzystuje się ten proces, są wymienniki krzyżowe, rury cieplne i wymienniki z czynnikiem pośredniczącym.

Regeneracja –proces zachodzący, gdy strumienie powietrza nawiewanego i wywiewanego na zmianę omywają tę samą powierzchnię wymiennika. Pozwala to nie tylko na wymianę ciepła, ale również na odzysk wilgoci. Proces ten wykorzystywany jest między innymi w rotacyjnym wymienniku ciepła.

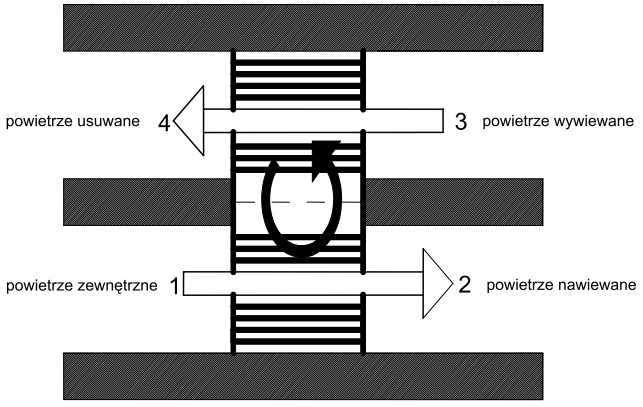
Pracę wymiennika do odzysku ciepła należy rozpatrywać zarówno dla warunków zimowych, gdy do zmniejszenia mocy cieplnej potrzebnej do podgrzania powietrza świeżego wykorzystuje się część ciepła zawartego w powietrzu wywiewanym, jak i dla warunków letnich, gdy wymiennik schładza wstępnie powietrze, a co za tym idzie zmniejsza moc potrzebną do oziębiania powietrza świeżego do zadanej temperatury.

Na wielkość uzyskanych oszczędności energetycznych największy wpływ ma sprawność (efektywność) odzysku ciepła zastosowanego wymiennika. Definicja sprawności wymiennika do odzysku ciepła wynika z bilansu mocy. Moc cieplna dopływająca z powietrzem zewnętrznym przed wymiennikiem wynosi $\mathbf{\Phi}_1$, a moc zawarta w powietrzu zewnętrznym za wymiennikiem wynosi $\mathbf{\Phi}_2$. Odpowiednio moc cieplna w powietrzu wywiewanym przed wymiennikiem $\mathbf{\Phi}_3$, a za wymiennikiem Φ_4 (rys. 3). W przypadku niezastosowania odzysku ciepła, moc cieplną traconą z wywiewanym powietrzem wentylacyjnym określa:

$$\Phi_t = \Phi_3 - \Phi_1 \tag{2.1}$$

W przypadku zastosowania odzysku ciepła wyniesie natomiast:

$$\Phi_0 = \Phi_2 - \Phi_1 = \Phi_3 - \Phi_4 \tag{2.2}$$



Rys. 3. Schemat funkcjonalny wymiennika obrotowego

Fig. 3. Functional scheme of rotatable h eat exchanger

Stosunek odzyskanej w przemianie 1–2 mocy cieplnej do mocy możliwej do odzyskania przy $t_4 = t_1$ nazywa się sprawnością odzysku ciepła całkowitego (entalpii) wymiennika, $\boldsymbol{\eta}_h$:

$$\eta_h = \frac{\Phi_0}{\Phi_t} = \frac{\Phi_2 - \Phi_1}{\Phi_3 - \Phi_1} \tag{2.3}$$

Oznaczając strumień masowy powietrza zewnętrznego przez $\dot{m}_z$ i wywiewanego przez $\dot{m}_w$, otrzymuje się:

$$\eta_h = \frac{\dot{m}_z \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_w h_3 - \dot{m}_z \cdot h_1} \tag{2.4}$$

Zakładając, że strumienie masowe powietrza zewnętrznego i usuwanego przepływające przez wymiennik są w przybliżeniu równe $\dot{m}_z = \dot{m}_w$, otrzymuje się:

$$\eta_h = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \tag{2.5}$$

Indeksy:

1 – powietrze nawiewane przed wymiennikiem ciepła,
2 – powietrze nawiewane za wymiennikiem ciepła,
3 – powietrze wywiewane przed wymiennikiem ciepła,
4 – powietrze wywiewane za wymiennikiem ciepła,

gdzie:

η_t – sprawność odzysku ciepła jawnego,
η_x – sprawność odzysku wilgoci,

W praktyce inżynierskiej wyróżniamy następujące sposoby odzysku ciepła:

1. Bez czynnika pośredniczącego:
- recyrkulacja,
- regeneracyjny obrotowy wymiennik ciepła,
- krzyżowo płytowy wymiennik ciepła.

2. Z czynnikiem pośredniczącym:
- rura cieplna,
- wymiennik ciepła glikolowy,
- pompa ciepła.

2.2. Sposoby odzysku ciepła bez cieczy pośredniczącej

Do tej grupy zalicza się trzy sposoby odzysku ciepła, którymi są:
- recyrkulacja, uznawana za odzysk ciepła tylko w szczególnych przypadkach,
- regeneracyjny wymiennik obrotowy – zarówno z odzyskiem wilgoci, jak i bez jej odzysku,
- rekuperacyjny wymiennik przeponowy: płytowy lub rurowy.

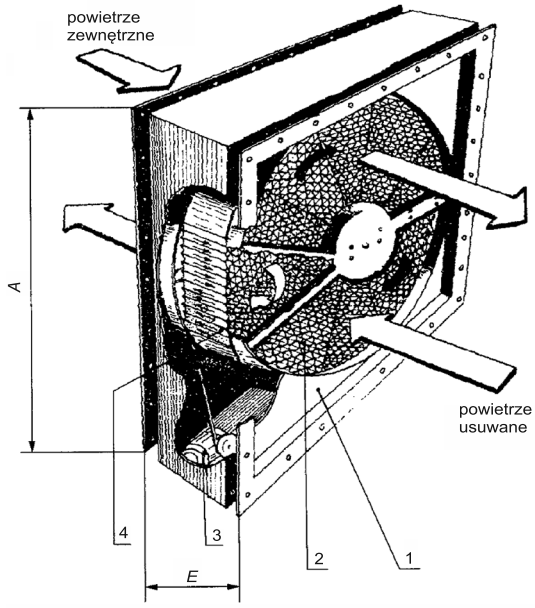
Recyrkulacja powietrza

Polega ona na skierowaniu dużego strumienia powietrza wywiewanego z danego pomieszczenia ponownie do jego instalacji nawiewnej. Mieszanie się obu strumieni powietrza

odbywa się w komorze mieszania. Komorę tę tworzy przestrzeń, do której doprowadzany jest strumień powietrza zewnętrznego i pewna część powietrza wywiewanego z pomieszczenia (powietrze recyrkulowane), a wyprowadzane jest z niej powietrze będące wynikiem wymieszania się tych strumieni. Powietrze to jest następnie nawiewane do pomieszczenia. Jego parametry zależą od stanu powietrza zewnętrznego i udziału strumienia powietrza recyrkulowanego w powietrzu nawiewanym. Z uwagi na rygorystyczne przepisy sanitarne w klimatyzacji niektórych pomieszczeń nie można stosować takiego rozwiązania. Nie ulega wątpliwości, że recyrkulacja jest jedną z najtańszych metod odzysku ciepła, wciąż jeszcze często stosowaną. Centrale wentylacyjne z recyrkulacją były pierwszymi urządzeniami, które odzyskiwały ciepło z powietrza wywiewanego. Obecnie ze względu na coraz wyższe wymagania dotyczące czystości powietrza w pomieszczeniach, w nowych obiektach jest to sposób coraz rzadziej wykorzystywany [6].

Regeneracyjny obrotowy wymiennik ciepła

Ciepło jest w tym przypadku przekazywane dzięki wprawieniu wirnika tego wymiennika w ruch obrotowy. Wypełnienie wirnika odbiera ciepło ze strumienia powietrza wywiewanego i przekazuje je do powietrza nawiewanego w warunkach zimowych, natomiast w okresie lata przepływ ciepła odbywa się w kierunku przeciwnym. Możliwy jest zatem w tym urządzeniu odzysk ciepła zimą i odzysk zimna latem. Budowa i zasada działania obrotowego wymiennika ciepła została przedstawiona na rysunku 5. W obudowie wykonanej z blachy



Rys. 5. Schemat ideowy regeneracyjnego, obrotowego wymiennika ciepła: 1 – obudowa, 2 – wirnik, 3 – silnik elektryczny z przekładnią pasową, 4 – śluza

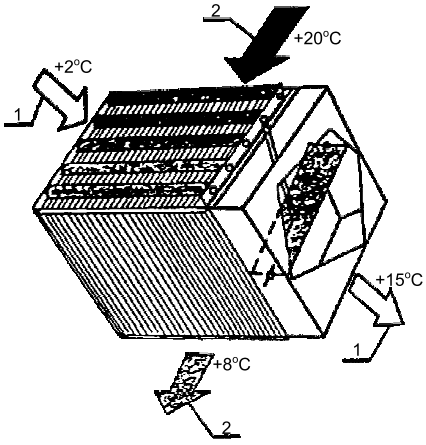
Fig. 5. Scheme of regeneration rotary heat exchanger: 1 – enclosure 2 – rotor, 3 – electric motor with belt transmission, 4 – lock

stalowej (1) jest umieszczony wirnik (2) z wypełnieniem akumulacyjnym, napędzany silnikiem elektrycznym (3) przez przekładnię pasową. Przekrój czołowy wymiennika jest podzielony na trzy części, z których dwie (górna i dolna) są przeznaczone dla przepływu strumieni powietrza wymieniających ciepło, trzecia zaś stanowi śluzę (4). Zastosowanie śluzy wynika z potrzeby ciągłego przemywania masy akumulacyjnej powietrzem zewnętrznym, w celu zapobieżenia przedostawaniu się zanieczyszczeń z powietrza wywiewanego do strumienia powietrza nawiewanego. W obrotowych wymiennikach ciepła jawnego stosuje się najczęściej wypełnienia metalowe. Przykładem takiego wypełnienia jest wirnik wykonany z profilowanych blach aluminiowych lub stalowych.

Wymienniki rotacyjne mogą być stosowane tylko tam gdzie dozwolone są niewielkie przecieki powietrza usuwanego do powietrza nawiewanego. Wymienników tych nie można instalować w instalacjach, w których tego typu przecieki są niedopuszczalne, np. klimatyzacja sal operacyjnych lub wentylacja kuchni, w której są wydzielane intensywne zapachy. Wymienników rotacyjnych nie powinno się też stosować do wentylacji basenów, gdyż istnieje możliwość zawrócenia do pomieszczeń odebranej wilgoci. Ponadto nie można stosować rotacyjnych wymienników ciepła z wirnikiem niehigroskopijnym, jeżeli na powierzchni wymiennika będzie występowała kondensacja, a w powietrzu usuwanym znajdują się związki chemiczne rozpuszczalne w wodzie [5].

Krzyżowo-płytowy wymiennik ciepła

Wymiennik krzyżowo-płytowy jest rekuperatorem, w którym wymiana ciepła odbywa się za pośrednictwem przepony (powierzchni) oddzielającej powietrze zimne od ciepłego. W tego typu wymiennikach stosuje się przepływ krzyżowy, tzn. strumień powietrza ciepłego przepływa prostopadle do strumienia powietrza zimnego. Przepony najczęściej wykonane są z blachy stalowej lub aluminiowej. Są one oksydowane w wymiennikach przeznaczonych do działania w agresywniejszym środowisku.



Rys. 6. Schemat ideowy płytowego wymiennika ciepła: 1 – powietrze świeże (nawiewane), 2 – powietrze wywiewane

Fig. 6. Scheme of cross-flow heat exchanger: 1 – fresh air, 2 – exhausted air

Właściwości cieplne powietrza powodują, że współczynniki wnikania ciepła mają niewielkie wartości, co ogranicza wydajność z jednostki powierzchni wymieniającej ciepło. Dążenie do poprawy wydajności cieplnej, przy ograniczeniu wymiarów gabarytowych omawianych wymienników, pociąga za sobą konieczność rozwijania powierzchni wymiany ciepła, zarówno po stronie płynu oddającego ciepło, jak i po stronie ogrzewanego powietrza.

Interesującą odmianą wymiennika krzyżowo-płytowego jest aparat płytowy, w którym przekazywanie ciepła następuje w wyniku procesu jego przenikania przez ścianki kanalików utworzonych z karbowanej folii aluminiowej. Schemat takiego wymiennika pokazano na rysunku 6.

Typowe zastosowanie wymienników krzyżowych to instalacje wentylacyjne i klimatyzacyjne kuchni, zakładów chemicznych i farmaceutycznych, laboratoriów, szpitali. Konstrukcja wymiennika nie pozwala na wymianę wilgoci pomiędzy strumieniami powietrza nawiewanego i usuwanego. Zmianę wydajności wymiennika realizuje się za pomocą dwóch sprzężonych ze sobą przepustnic: obejściowej (*by pass*) i na wlocie do wymiennika, które regulują wielkość strumienia powietrza nawiewanego (zewnętrznego) przepływającego przez wymiennik.

2.3. Odzysk ciepła z czynnikiem pośredniczącym

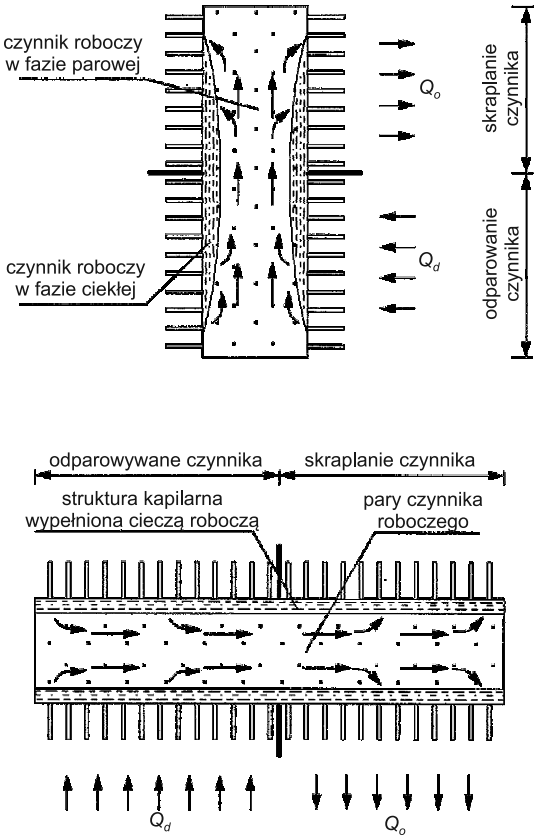
Do tej grupy urządzeń zalicza się:

- rurę ciepła (heat pipe) z wypełnieniem kapilarnym lub z rozwiniętą powierzchnią wewnętrzną,
- odzysk ciepła z cieczą pośredniczącą – wymiennik ciepła wodny, glikolowy lub olejowy,
- pompy ciepła – sprężarkowe lub absorpcyjne.

Rura cieplna (*heat pipe*)

Rury cieplne znane są w technice od 1942 r., a pierwsza opatentowana rura cieplna miała zastosowanie w instalacjach ziębniczych. Na większą skalę wprowadzono rury cieplne w przemyśle w latach sześćdziesiątych. Jest to technicznie proste urządzenie o względnie wysokiej efektywności energetycznej służące do transportu ciepła. Właśnie dzięki możliwości zastosowania i działania w szerokim zakresie temperatur, począwszy od kriogenicznych (< –243°C) do wysokotemperaturowych działających w temperaturach (> 2000°C) rury cieplne znalazły zastosowanie w gałęziach przemysłu chemicznego, spożywczego, klimatyzacji i technice chłodniczej. Rury ciepła budowane są w szerokim zakresie wymiarów geometrycznych (d = 0,0001 – 0,5 m, l = 0,12 – 10 m), przy czym swoim wyglądem nie zawsze przypominają rurę. Składają się one z trzech głównych części: sekcji parowacza i skraplacza – w których zachodzą przemiany fazowe płynów i sekcji adiabatycznej rozdzielającej sekcje parowacza i skraplacza. Rury cieplne mogą być zorientowane w pionie, poziomie, nachylone pod dowolnymi kątami i przybierać dowolne kształty. Budowane są z wypełnieniem, bez wypełnienia, o wszelkiego rodzaju zmodyfikowanych powierzchniach i technologiach wykonania. Cel jednak jest zawsze ten sam – transport ciepła. Płyn transportujący ciepło cyrkuluje pomiędzy sekcjami pod wpływem sił kapilarnych, siły grawitacyjnej, elektrostatycznej lub osmotycznej. Szczególnym przypadkiem jest rura cieplna działająca pod wpływem sił grawitacji, która nazywana bywa często zamkniętym dwufazowym termosyfonem. Termo-

syfon jest stosowany ze względu na większe zdolności do transportu ciepła oraz mniejsze opory przewodzenia, dzięki czemu znalazł zastosowanie w instalacjach klimatyzacyjnych.



Rys. 7. Zasada działania rury cieplnej: a) układ grawitacyjny, b) układ kapilarny
Fig. 7. Scheme of heat pipe: a) gravitation system, b) capillarity system

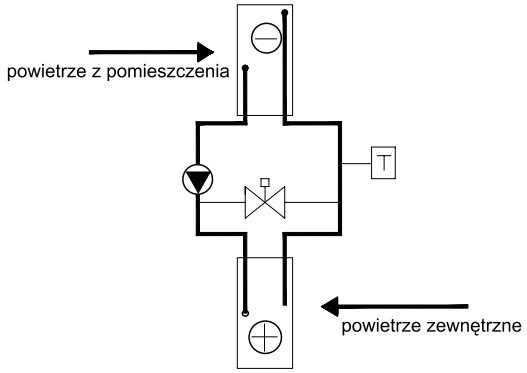
Zasada działania rury cieplnej (rys. 7) jest bardzo prosta. Jedna jej część znajduje się w kanale nawiewnym, natomiast druga – w kanale wywiewnym powietrza klimatyzowanego. Ciepło pobrane w jednej części rury od powietrza wywiewanego powoduje odparowanie znajdującego się w niej ciekłego czynnika o niskiej temperaturze wrzenia. Różnica gęstości fazy ciekłej i parowej powoduje przepływ powstającej pary czynnika do drugiego końca rury, gdzie następuje jej skroplenie, w wyniku przejmowania i odprowadzenia ciepła skraplania na zewnątrz. Czynnik skroplony spływa po ściankach pod działaniem sił grawitacji (układ grawitacyjny) lub ich powrót odbywa się za pomocą struktury kapilarnej (układ kapilarny). Rura cieplna w układzie grawitacyjnym powinna działać w pozycji pionowej lub zbliżonej do pionu, ponieważ strefa odprowadzania ciepła musi zawsze znajdować się powyżej strefy jego doprowadzania. Fakt ten ogranicza jej zastosowanie do przekazywania ciepła tylko w jednym kierunku. Rura cieplna (układ kapilarny) może działać w dowolnym położeniu,

ciepło zaś może w niej być przekazywane w jedną lub drugą stronę. Wymiana ciepła w rurze cieplnej odbywa się za pomocą pośredniczącego płynu zmieniającego stan zależnie od dopływu lub przejmowania ciepła. Może to być płyn o niskiej temperaturze wrzenia, np. czynnik ziębniczy R 134a. Schemat ideowy rury ciepła przedstawiono na rysunku 7.

Sposób odzysku ciepła z cieczą pośredniczącą

Wymiana ciepła w tym przypadku odbywa się za pośrednictwem cieczy pośredniczącej, jaką może być np. woda, roztwór wodny glikolu lub olej.

Schemat instalacji odzysku ciepła z cieczą pośredniczącą pokazano na rysunku 8.



Rys. 8. Schemat instalacji odzysku ciepła z cieczą pośredniczącą

Fig. 8. Scheme of heat recovery with secondary cooling system

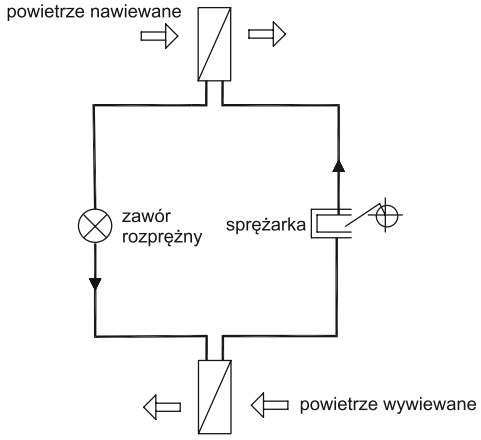
Instalacja ta składa się z dwóch wymienników ożebrowanych po stronie powietrza, z których jeden jest umieszczony w kanale powietrza wywiewanego, drugi – w kanale powietrza nawiewanego. Wymienniki ciepła połączone są rurami umożliwiającymi realizację obiegu zamkniętego, w którym znajduje się również pompa wymuszająca cyrkulację cieczy pośredniczącej oraz zawór cieczy pośredniczącej regulujący strumień cieczy. Ciecz w tym obiegu ogrzewa się w jednym wymienniku ciepła pobierając ciepło od strumienia powietrza cieplejszego, a następnie oddaje to ciepło w drugim wymienniku. Oba strumienie powietrza w tym przypadku są całkowicie od siebie oddzielone i może je dzielić duża odległość (od kilkunastu nawet do kilkudziesięciu metrów). Roztwór wodny glikolu stosuje się szczególnie tam, gdzie panują niskie temperatury powietrza nawiewanego, a zatem istnieje ryzyko zamarznięcia cieczy w wymiennikach ciepła lub rurociągach [5].

Pompa ciepła

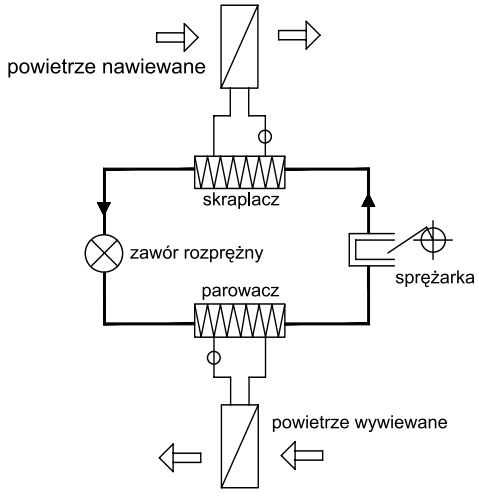
Pompa ciepła jest typowym zespołem sprężarkowym, realizującym lewobieżny (ziębniczy) obiegiem parowym, przy czym parowacz może w nim działać jako skraplacz, z kolei skraplacz jako parowacz. Dodatkowym elementem jest tu zawór czterodrogowy, umożliwiający przełączanie obiegu w zależności od pory roku.

Roczna efektywność odzysku energii osiągana za pomocą układu z bezpośrednim odparowaniem czynnika ziębniczego w parowaczu – oziębiaczu powietrza wynosi około 62%, natomiast efektywność systemu z odparowaniem pośrednim, ze względu na dodatkowe stra-

ty ciepła w obiegu czynnika pośredniczącego, jest nieco mniejsza i sięga 50-55%. Schemat odzysku ciepła za pomocą pompy ciepła w systemie z bezpośrednim i pośrednim odparowaniem został pokazany na rysunkach 9 i 10.



Rys. 9. Schemat odzysku ciepła za pomocą pompy ciepła z bezpośrednim systemem ziębienia
Fig. 9. Scheme of heat recovery with heat pump with direct cooling system

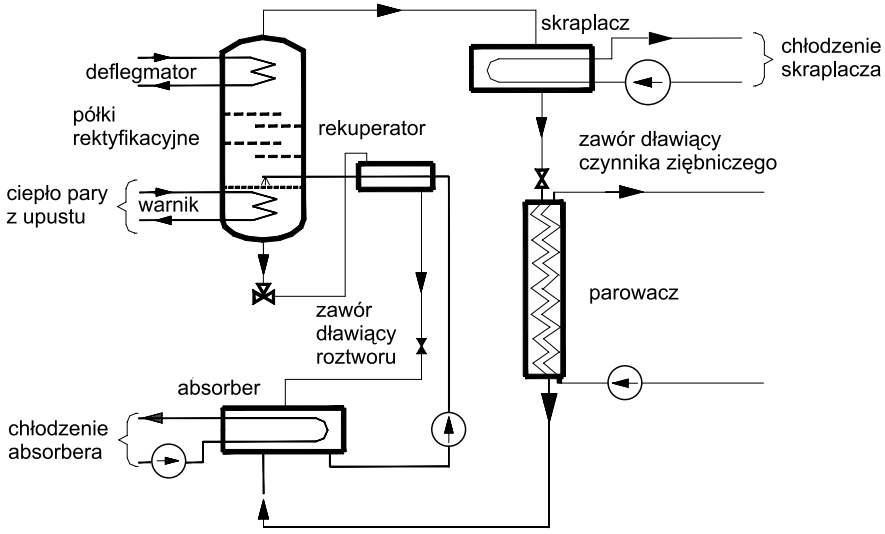


Rys. 10. Schemat odzysku ciepła za pomocą pompy ciepła z pośrednim systemem ziębienia
Fig. 10. Scheme of heat recovery with heat pump with secondary cooling system

Zastosowanie pomp ciepła w urządzeniach klimatyzacyjnych stwarza istotne możliwości poprawy gospodarki cieplnej oraz oszczędności energii potrzebnej do procesów ogrzewania i ziębienia. Dotyczy to przede wszystkim dużych obiektów, w których występuje jednocześnie konieczność ogrzewania i ziębienia pomieszczeń.

Absorpcyjna pompa ciepła

Zespół absorpcyjnej pompy ciepła zbliżony jest budową do sprężarkowego zespołu ziębniczego. Różnica polega na zastąpieniu sprężarki mechanicznej przez tzw. „sprężarkę termiczną", którą tworzy zespół: absorber, pompa roztworu, desorber, rekuperator ciepła roztworów i zawór dławiący. Schemat absorpcyjnej pompy ciepła pokazano na rysunku 11.



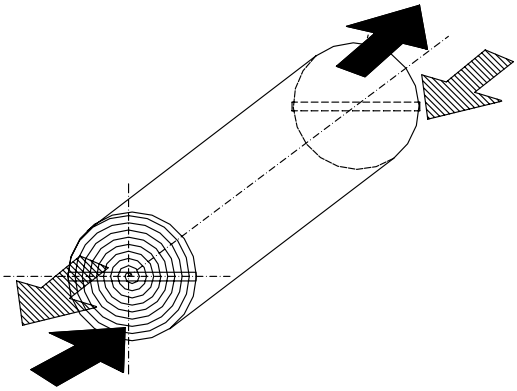
Rys. 11. Schemat absorpcyjnej pompy ciepła

Fig. 11. Scheme of the absorption heat pump

Wymiennik ciepła i wilgoci spiralny

Przykładem wymiennika spiralnego jest **wymiennik ciepła typu Bartosz**. Jest to spiralny przeciwprądowo–krzyżowy wymiennik ciepła typu powietrze–powietrze o średniej sprawności odzysku ciepła 85–92%, przy zachowaniu przepływu powietrza nawiewanego do wywiewanego w stosunku 1:1. Szczelność tego wymiennika to prawie 100%, w związku z czym powietrze dostarczone do pomieszczeń jest całkowicie świeże i nie zawiera powietrza recyrkulacyjnego. Wymiennik nie zawiera części ruchomych i nie wymaga doprowadzenia energii z zewnątrz, co daje dużą niezawodność i praktycznie zerową awaryjność. Wymiennik ciepła zbudowany jest z blachy aluminiowej (do pracy w środowiskach nieagresywnych) i ze stali kwasoodpornej nierdzewnej, żaroodpornej, folii plastikowej, (do środowisk agresywnych lub wysokich temperatur – wykonanie specjalne). Konstrukcja wymiennika jest zastrzeżona w urzędzie patentowym. Część robocza wymiennika, którą można umieszczać w centrali, ma postać walca o średnicy od 300 do 1300 [mm] i stałą długość 1350 [mm].Wymiennik składa się z dwóch płyt wykonanych z taśmy zwiniętej w podwójną spiralę, tak aby tworzyła ona $n - 2$ szczelinowych kanałów przelotowych, podzielonych na kanały czynnika A i czynnika B, zwiniętych na przemian, ażurowych elementów dystansujących taśmę przepony oraz elementów uszczelniających, zamykających odpowiednio co drugi kanał. Każda z podstaw utworzonej w ten sposób bryły jest podzielona na dwie części, z których jedna ma otwar-

te kanały kategorii innej niż druga. Elementy dystansujące przeponę i zamykające kanały mogą być wykonane z materiału tej samej przepony, przez jej przetłoczenie i zawinięcie lub z elementów dodatkowych, takich jak uszczelki, szczeliwa, karbowane taśmy.Konstrukcja umożliwia działanie wymiennika spiralnego o zmiennych wzajemnie kierunkach przepływu czynników A i B, od równoległoprądowego – w szczególności przeciwległoprądowego do krzyżowego, bez konieczności zmiany kierunku przepływu czynnika o kąt większy niż 90°, co nie powoduje wzrostu oporów przepływu [7].



Rys. 12. Schemat przepływu powietrza przez wymiennik Bartosz
Fig. 12. Scheme of air flow in spiral –tube heat exchanger Bartosz

2.4. Porównanie efektywności odzysku ciepła dla różnych sposobów odzysku ciepła

W tabeli 2 dokonano zestawienia najważniejszych cech użytkowych urządzeń wykorzystywanych do odzysku ciepła.

Tabela 2

Ważniejsze cechy użytkowe urządzeń wykorzystywanych do odzysku ciepła

Typ odzysku ciepła	Średnia efektywność odzysku ciepła [%]	Ryzyko szronienia	Konieczność doprowadzenia energii z zewnątrz	Szczelność układu
Wymiennik ciepła obrotowy	78	TAK	TAK	NIE
Wymiennik ciepła krzyżowo-płytowy	57	TAK	NIE	NIE
Rura cieplna	60	TAK	NIE	TAK
Wymiennik ciepła z cieczą pośredniczącą	55	TAK	TAK	TAK
Pompa ciepła	55	TAK	TAK	TAK
Wymiennik spiralny	85	TAK	NIE	TAK

3. Wnioski

Stabilizacja wilgotności względnej powietrza w granicach komfortu cieplnego w pomieszczeniach, w których przebywają ludzie, jest bardzo ważnym zadaniem realizowanym w instalacjach do uzdatniania powietrza. Urządzenia do odwilżania powietrza zmniejszają niekorzystną zawartość wilgoci, usuwając z powietrza parę wodną dzięki procesowi kondensacji lub absorpcji. Zapewnia to ochronę przed tworzeniem się pleśni, plam lub rdzy.

Również ważnym procesem jest odzysk ciepła i wilgoci w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Powietrze usuwane z budynków zawiera duże ilości ciepła, które może być wykorzystane do podgrzania świeżego powietrza wentylacyjnego. W ten sposób można uzyskać duże oszczędności związane z podgrzaniem powietrza świeżego.

Literatura

[1] Gutkowski K., *Chłodnictwo i klimatyzacja*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2003.

[2] Jones W.P., *Klimatyzacja*, Arkady, 2001.

[3] Kołodziejczyk L., Rubik M., *Technika chłodnicza w klimatyzacji*, Arkady, Warszawa 1976.

[4] Maczek K., Schnotale J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R., *Uzdatnianie powietrza w Inżynierii Środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji*, Politechnika Krakowska, podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, Kraków 2004.

[5] Pawłojć A., Targański W., Bonca Z., *Odzysk ciepła w systemach klimatyzacji*, Masta 1999.

[6] Przydrożny S., Ferencowicz J., *Klimatyzacja*, skrypt Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988.

[7] Recknagel, Sprenger, Hönmann, Shramek, *Poradnik. Ogrzewanie i klimatyzacja*, EFWE, Gdańsk 1994.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

JAROSŁAW MÜLLER*

INSTALACJA WENTYLACYJNO-KLIMATYZACYJNA. KLASYFIKACJA I POMIARY

VENTILATION AND AIR-CONDITIONING SYSTEM – CLASSIFICATION AND MEASUREMENTS

Streszczenie

Wymagania stawiane instalacji wentylacyjno-klimatyzacyjnej można znaleźć w normach PN-EN 12599, PN-EN 13053, PN-EN 13779, PN-EN ISO 7726, w *Wymaganiach technicznych COBRTI INSTAL* – zeszyt 5 oraz w raporcie CEN CR 1752. W wymienionych dokumentach można znaleźć zalecenia wykonania oraz pomiarów kontrolnych instalacji.

Słowa kluczowe: *klimatyzacja*, *instalacja*

Abstract

Requirements for ventilating or air-conditioning installations can be found in standards PN-EN 12599, PN-EN 13053, PN-EN 13779, PN-EN ISO 7726, in *Wymagania techniczne COBRTI INSTAL* – zeszyt 5 and also in the report CEN CR 1752.

Keywords: *air conditioning*, *installation*

* Dr inż. Jarosław Müller, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

Ważniejsze oznaczenia

a – odległość pomiędzy punktami pomiarowymi [m]
A_d – pole powierzchni odpowiadające przekrojowi nominalnego kanału powietrza [m^2]
A_{vo} – pole powierzchni otworu wentylacyjnego [m^2]
A_{MC} – pole przekroju poprzecznego komory pomiarowej [m^2]
B – szerokość kanału [m]
d – średnica [m]
d_h – średnica hydrauliczna [m]
H – wysokość kanału [m]
i – numer porządkowy punktu pomiarowego/pierścienia licząc od zewnątrz
n – liczba punktów pomiarowych/liczba pierścieni
P – moc silnika wentylatora [W]
P_{SFP} – jednostkowa (właściwa) moc wentylatora [W/m^3 · s]
$\dot{V}_v$ – wydajność wentylatora [m^3/s]
v_a – prędkość powietrza [m/s]
x_i, y_i – współrzędne punktu pomiarowego [m]
t_a – średnia arytmetyczna temperatury termometru suchego powietrza [°C]
t_0 – temperatura odczuwalna w pomieszczeni [°C]
t_r – średnia temperatura promieniowania [°C]
Dp – całkowity spręż wentylatora [Pa]
η_{tot} – całkowita sprawność wentylatora, silnika i przekładni [–]

1. Wstęp

Wykonana instalacja wentylacyjno-klimatyzacyjna stanowi całość, która powinna odpowiadać wymaganiom norm lub przepisów. W dostępnej literaturze, np. [1, 4, 7], zawarto zalecenia i badania zmierzające do oceny całości instalacji. W niniejszym artykule przedstawiono najważniejsze zagadnienia.

Zadaniem poprawnie wykonanej instalacji powinno być spełnienie wymagań użytkownika. Bardzo pomocnym narzędziem przy precyzowaniu wymagań użytkownika może być norma PN-ISO 6242-1, w której określono, w jaki sposób wymagania, na przykład termiczne, użytkowników budynków mogą być identyfikowane, wyrażane i określane. W normie opisano wymagania użytkownika i parametry stosowane do ich wyrażenia. Dla każdego parametru określono jednostki pomiarowe, zalecane przyrosty wartości i sposób oszacowania. Wymieniono również środowiskowe i ludzkie czynniki wpływające na wybór kryterium oceny każdego z parametrów.

Komunikacja pomiędzy użytkownikiem a projektantem jest bardzo ważnym elementem procesu budowlanego. W tym kontekście należy również rozpatrywać pomiary instalacji szczegółowo omówione w niniejszym artykule.

2. Wyrażanie wymagań użytkownika

Kryteria, które odpowiadają celom określonym przez użytkownika, powinny uwzględniać: rodzaj wykonywanych czynności, ubiór, wiek i stan zdrowia użytkowników, procent użytkowników, których wymagania będą spełnione, czas, w którym wymagania powinny być spełnione (z uwzględnieniem granicznych parametrów klimatycznych), łatwość kontrolowania przez użytkowników warunków klimatycznych w pomieszczeniu.

Parametry służące do wyrażania komfortu termicznego użytkownika to: temperatura powietrza, zyski i straty ciepła spowodowane promieniowaniem, wilgotność względna powietrza, prędkość przepływu powietrza, tempo metabolizmu, ubiór. W ocenie zmian środowiska wewnętrznego w czasie i przestrzeni istotne jest, aby wymagania użytkowników zawierały nie tylko graniczne wartości, lecz również określały miejsce i tolerancje tych wartości.

W ocenie klimatu bardzo pomocne są wskaźniki komfortu, uwzględniające więcej niż jeden parametr. Dokładne omówienie wskaźników zostało zamieszczone w innej części monografii.

Tabela 1

Parametry powietrza [1]

Parametr	Definicja	Jednostki	Sposób oszacowania
Temperatura powietrza wskazywana przez termometr suchy t_a	Temperatura powietrza wskazywana przez termometr osłonięty przed promieniowaniem	[°C]	**Obliczenia**: zgodnie z obowiązującymi normami krajowymi lub wytycznymi projektowania termicznego **Pomiar**: dowolną metodą statycznego lub dynamicznego (aspirowanego) pomiaru temperatury, umożliwiającą dokładny pomiar za pomocą suchego termometru średniej temperatury powietrza w pomieszczeniu, przestrzeni lub strefie
Średnia temperatura promieniowania t_r	Równomierna temperatura powierzchni promieniującego ciała czarnego, w którym mieszkaniec zamieniałby taką samą ilość energii promieniowania jak w rzeczywistej niejednorodnej przestrzeni	[°C]	**Obliczenia**: jako efekt przypadkowego promieniowania ze wszystkich kierunków, przepływającego przez określony punkt, z wliczeniem zysków i strat przez okna i świetliki dachowe **Pomiar**: wielkość niemierzalna wprost, pomiar pośredni

cd. tab. 1

Prędkość powietrza	Prędkość powietrza o wartości i czasie trwania wystarczającym do wywarcia wpływu na komfort termiczny	[m/s]	**Obliczenia**: zgodnie z krajowymi normami lub wytycznymi projektowania termicznego **Pomiar**: dowolną metodą umożliwiającą dokładny pomiar prędkości powietrza w uśrednionym czasie od 1 do 2 s, z odróżnieniem kierunku ruchu powietrza
Temperatura obliczeniowa t_o	Równomierna temperatura powierzchni promieniującego ciała czarnego, w którym mieszkaniec zamieniałby taką samą ilość ciepła przez promieniowanie i konwekcję, jak w rzeczywistej niejednorodnej przestrzeni	°C	**Obliczenia**: zazwyczaj wystarczy określić temperaturę obliczeniową jako średnią arytmetyczną temperatury powietrza i średnią temperatury promieniowania. W celu uzyskania większej dokładności można przyjąć następujące wyrażenie $t_o = At_a + (1 - A)t_r$, w którym A zależy od prędkości powietrza w sposób podany poniżej*)
Temperatura powietrza wskazywana przez termometr wilgotny	Temperatura wskazywana przez element czujnikowy w stanie wilgotnym jako miara szybkości parowania	[°C]	**Obliczenia**: zgodnie z krajowymi normami lub wytycznymi projektowania termicznego **Pomiar**: termometrem wilgotnym lub innym przyrządem umożliwiającym ekwiwalentne pomiary

*) zmiany wartości współczynnika A w funkcji prędkości powietrza

v_a	< 0,2 m/s	0,2–0,6	0,6–1
A	0,5	0,6	0,7

Wymagania użytkownika, wyrażone w odniesieniu do każdego pomieszczenia lub ich grupy i spełniane przez instalację, mogą być kontrolowane według wytycznych omówionych poniżej.

Pierwszym podejściem do oceny instalacji wentylacyjno-klimatyzacyjnej może być wybór i oszacowanie parametrów najbardziej istotnych z punktu widzenia użytkownika. Tabela 1 pokazuje najważniejsze parametry oraz sposób ich oszacowania.

Podobną procedurę prezentuje norma PN-ISO 6242-2 w zakresie wyrażania wymagań użytkownika dotyczących czystości powietrza.

3. Klasyfikacja instalacji i pomieszczeń

Norma [4] klasyfikuje instalacje ze względu na zdolność do utrzymywania jakości powietrza wewnętrznego oraz możliwość wpływu na właściwości termodynamiczne powietrza w pomieszczeniu. Norma podaje również podstawowe typy instalacji.

W tabeli 2 podano typy instalacji ze względu na sposób regulacji instalacji w pomieszczeniu. Skrót IDA pochodzi od angielskiej nazwy „Indoor Air Quality" – czyli „jakość powietrza wewnętrznego".

Tabela 2

Typy instalacji według klasyfikacji IDA

Typ	Opis
IDA – C1	Brak regulacji Instalacja działa bez przerwy
IDA – C2	Regulacja ręczna Instalacja jest włączana i wyłączana ręcznie przez użytkownika
IDA – C3	Regulacja czasowa Instalacja działa zgodnie z zaprogramowanym czasem pracy
IDA – C4	Regulacja użytkowaniem Instalacja działa w zależności od wykorzystania pomieszczenia (włączniki światła, czujniki podczerwieni)
IDA – C5	Regulacja obecnością ludzi Instalacja działa w zależności od liczby osób przebywających w pomieszczeniu
IDA – C6	Bezpośrednia regulacja Instalacja sterowana czujnikami mierzącymi parametry termiczne powietrza lub mierzącymi wartości innych wielkości (np. stężenie CO_2, stężenie składników organicznych – tzw. czujnikami „mixed gas" lub „VOC"); wartości z pomiarów mogą być wykorzystane do regulacji środowiska wewnątrz pomieszczenia

Środowisko wewnętrzne w pomieszczeniu może być kształtowane za pomocą instalacji wentylacji lub klimatyzacji we współdziałaniu z innymi instalacjami, na przykład: sufitami grzewczymi/chłodzącymi, ogrzewaniem podłogowym itp.

W związku z tym można wyróżnić dwa systemy: **wentylacyjno-klimatyzacyjny**, gdzie wszystkie parametry są kształtowane wyłącznie przez instalację wentylacji i klimatyzacji, oraz **mieszany** – współdziałający z innymi instalacjami.

Według normy [4] instalacje wentylacyjno-klimatyzacyjne dzielą się (tab. 3) w zależności od możliwości kontrolowania temperatury i wilgotności powietrza w pomieszczeniu. Działanie instalacji w postaci niekontrolowanego odwilżania powietrza nie jest traktowane jako „kontrolowanie wilgotności", ponieważ klasyfikacja obejmuje tylko procesy uzdatniania powietrza, nad którymi system ma pełną kontrolę.

Tabela 3

Podstawowe typy instalacji w zależności od funkcji

Typ	Procesy kontrolowane w instalacji					Nazwa
	wentylacja	ogrzewanie	oziębianie	nawilżanie	odwilżanie	
THM – C0	×	–	–	–	–	wentylacja mechaniczna
THM – C1	×	×	–	–	–	ogrzewanie powietrzem
THM – C2	×	×	–	×	–	częściowa klimatyzacja z nawilżaniem
THM – C3	×	×	×	–	(×)	częściowa klimatyzacja z oziębianiem
THM – C4	×	×	×	×	(×)	częściowa klimatyzacja z oziębianiem i nawilżaniem
THM – C5	×	×	×	×	×	pełna klimatyzacja

Oznaczenia wykorzystane w tabeli 3:
- – proces niekontrolowany przez system wentylacji, klimatyzacji lub inny
- × proces kontrolowany i gwarantowany w pomieszczeniu
- (×) proces kontrolowany ale niegwarantowany w pomieszczeniu

Ciśnienie powietrza w pomieszczeniu

Kolejnym podziałem proponowanym przez normę [4] jest podział pomieszczeń na kategorie ze względu na ciśnienie panujące w pomieszczeniu w stosunku do pomieszczeń sąsiadujących.

Zróżnicowane ciśnienie w pomieszczeniach w stosunku do pomieszczeń sąsiednich stosuje się w celu ukierunkowania (lub zapobiegania) rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń pomiędzy pomieszczeniami.

W tabeli 4 podano proponowane kategorie pomieszczeń.

Tabela 4

Wartości ciśnienia w pomieszczeniu

Kategoria pomieszczenia	Opis
PC1	Podciśnienie (≥ –6 Pa)
PC2	Lekkie podciśnienie (–2 ÷ –6 Pa)
PC3	Równowaga (–2 ÷ +2 Pa)
PC4	Lekkie nadciśnienie (2 ÷ 6 Pa)
PC5	Nadciśnienie (> 6 Pa)

Jednostkowa moc wentylatora

Norma [4] wprowadza również pojęcie jednostkowej (właściwej) mocy wentylatora (*Specific Fan Power* – skrót SFP) w celu kategoryzacji instalacji w zależności od energochłonności przyjętych rozwiązań dystrybucji powietrza.

Wskaźnik SFP jest definiowany jako

$$P_{\mathrm{SFP}} = \frac{P}{q_v} = \frac{\Delta p}{\eta_{tot}} \tag{1}$$

Tabela 5

Kategorie pomieszczeń w zależności od wskaźnika SFP

Kategoria	P_{SFP} [W/m^3 · s]
SFP 1	< 500
SFP 2	500–750
SFP 3	750–1250
SFP 4	1250–2000
SFP 5	> 2000

4. Pomiary – zakres i dopuszczalna niepewność

Wg normy [1] wykonane instalacje wentylacji i klimatyzacji powinny podlegać pomiarom i badaniom w zależności od pełnionych funkcji. W tabeli 6 podano pomiary kontrolne.

Tabela 6

Pomiary kontrolne [1] (skróty nazw procesów uzdatniania powietrza użyte w tabeli przedstawiono poniżej)

Miejsce pomiaru	Instalacja/urządzenie				Pomieszczenie				
Parametry Typ instalacji/funkcje	Pobór prądu silnika	Strumień powietrza*)	Temperatura powietrza*	Opór przepływu na filtrze	Strumień powietrza nawiewanego i wywiewanego	Temperatura powietrza nawiewanego** Temperatura powietrza w pomieszczeniu	Wilgotność względna powietrza	Poziom natężenia dźwięku (*A*)	Prędkość powietrza w pomieszczeniu
Instalacja wentylacji									
F Z	1	1	0	1	2	0	0	2	0
FH	1	1	1	1	2	2	0	2	2
FC	1	1	1	1	2	2	2	2	2
M/D	1	1	1	1	2	2	1	2	2

cd. tab. 6

Instalacja częściowej klimatyzacji									
F HC	1	1	1	1	2	1	2	2	2
F HM/HD/CM/CD	1	1	1	1	2	1	1	2	2
F MD	1	1	1	1	2	2	1	2	2
F HCM/MCD/CHD/HMD	1	1	1	1	2	1	1	2	2
Instalacja klimatyzacji									
F HCMD	1	1	1	1	2	1	1	2	2

[*] powietrze zewnętrzne, nawiewane i wywiewane
[**] w zależności od sposobu regulacji, jeśli ma zastosowanie

Oznaczenia wykorzystane w tabeli 6:
- 0 – pomiar nie jest konieczny
- 1 – wykonać w każdym przypadku
- 2 – wykonać tylko w przypadku wymagań w umowie
- C – ziębienie
- D – odwilżanie
- F – filtracja
- H – ogrzewanie
- M – nawilżanie
- Z – bez uzdatniania

Dokumentacja pomiarów kontrolnych powinna zawierać dokładny opis położenia punktów pomiarowych, metody pomiarów oraz rodzaj przyrządów pomiarowych. Punktu pomiarowe powinny być zlokalizowane w strefie przebywania ludzi (w pomieszczeniach do 20 m^2 przynajmniej jeden, w pomieszczeniach większych – odpowiednio więcej).

Wykonywane pomiary powinny spełniać warunki niepewności podane w tabeli 7.

Tabela 7

Dopuszczalna niepewność pomiarów [1]

Parametr	Dopuszczalna niepewność
Strumień powietrza w pojedynczym pomieszczeniu	±20%
Strumień powietrza w całej instalacji	±15%
Temperatura powietrza nawiewanego	±2%
Wilgotność względna	±15%
Prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi	±0,05 m/s
Temperatura powietrza w strefie przebywania ludzi	±1,5°C
Poziom natężenia dźwięku (*A*) w pomieszczeniu	±3 dBA

Jeżeli specyfika pomieszczeń wymaga mniejszej niepewności pomiarów, należy to określić w projekcie technicznym instalacji. Niepewność podana w tabeli 7 powinna być równa lub mniejsza od odpowiedniej wartości podanej przez producenta poszczególnych urządzeń wchodzących w skład instalacji.

5. Pomiary podstawowe

5.1. Pomiar strumienia powietrza

Pomiaru strumienia powietrza dokonuje się:
- w przekroju poprzecznym kanału wentylacyjnego,
- w przekroju poprzecznym komory lub urządzenia,
- w elementach końcowych (nawiewnikach, wywiewnikach).

Zalecaną metodą jest pomiar w przekroju poprzecznym kanału wentylacyjnego, w przypadku braku możliwości ustalenia odpowiedniej długości kanału lub niespełnienia innych warunków, wyszczególnionych powyżej, można zastosować jedną z pozostałych metod.

Jeżeli w kanale powietrza, w badanym przekroju pomiarowym, nie występuje równomierny rozkład prędkości (co jest zjawiskiem bardzo częstym w istniejących instalacjach), pomiar należy przeprowadzić przez podział kanału na odpowiednią ilość pól i wyznaczyć prędkość średnią.

W tabeli 8 przedstawiono minimalną liczbę punktów pomiarowych w przypadku niepewności 10% i 20%, obejmujących błąd przyrządu pomiarowego 5% (w tabeli oznaczone jako 10/5 i 20/5), lub błąd 10% (w tabeli – 20/10) w funkcji odległości względnej a/d_h.

Tabela 8

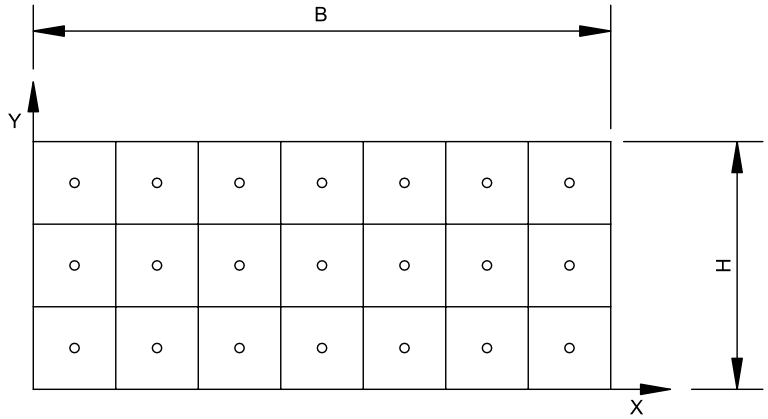
Minimalna liczba punktów pomiarowych [1]

Odległość względna a/d_h	Całkowita niepewność [%]		
	10/5	20/5	20/10
1,6	–	15	20
2,0	50	10	14
2,5	34	7	10
3,0	25	6	8
4,0	16	4	5
5,0	12	3	3
6,0	8	2	3

Metoda standardowa – kanały o przekroju prostokątnym

W kanałach prostokątnych zaleca się podział na elementy o równej powierzchni (rys. 1), a względną odległość punktu pomiarowego od ścianki przewodu określa się według:

$$\frac{y_i}{H} = \frac{x_i}{B} = \frac{2i-1}{2n} \tag{2}$$



Rys. 1. Podział prostokątnego kanału na równe elementy
Fig. 1. Dividing of the rectangular duct into equal fragments

Wyliczone wartości podano w tabeli 9.

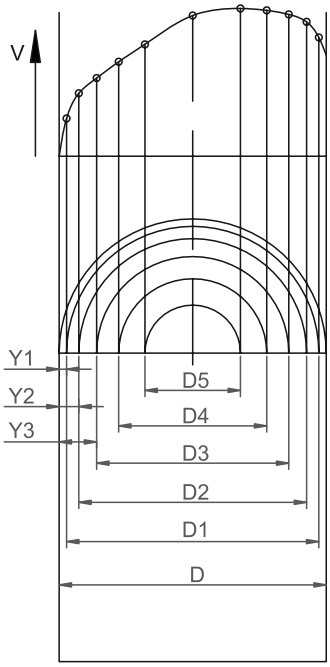
Tabela 9

Wartości względnej odległości punktu pomiarowego od ścianki przewodu

Liczba punktów pomiarowych na każdej linii pomiarowej	Punkt pomiarowy i, oraz wartości x_1/B lub y_1/H									
n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3	0,167	0,500	0,833							
4	0,125	0,375	0,625	0,875						
5	1,100	0,300	0,500	0,700	0,900					
6	0,083	0,250	0,417	0,583	0,750	0,917				
7	0,071	0,214	0,357	0,500	0,643	0,786	0,929			
8	0,062	0,187	0,312	0,438	0,563	0,688	0,813	0,938		
9	0,056	0,167	0,278	0,389	0,500	0,611	0,722	0,833	0,944	
10	0,050	0,150	0,250	0,350	0,450	0,550	0,650	0,750	0,850	0,950

Metoda linii środków ciężkości – kanały o przekroju kołowym

W metodzie tej należy określić profil prędkości wzdłuż co najmniej dwóch prostopadłych do siebie osi przekrojów. Każdy pomiar odpowiada pierścieniowi o równym polu powierzchni. Jeśli rozkład prędkości jest liniowy, to prędkość reprezentatywna nie leży na linii środkowej, lecz na linii środków ciężkości pierścienia. Wyniki pomiarów wyznacza się, obliczając średnią arytmetyczną poszczególnych pomiarów prędkości w liniach środków ciężkości (rys. 2).



Rys. 2. Podział kanału kołowego na pierścienie o równej powierzchni
Fig. 2. Dividing of the round duct into the rings of equal area

Średnicę linii środków ciężkości d_i lub odległość od ścianki kanału y_i należy obliczać z następujących wzorów:

$$\frac{d_i}{d} = \sqrt{1 - \frac{2i-1}{2n}} \tag{3}$$

$$\frac{y_i}{d} = \frac{1}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \frac{2i-1}{2n}}\right) \tag{4}$$

Obliczone wartości przedstawiono w tabelach 10a i 10b.

Tabela 10a

Względna odległość linii środka ciężkości od ścianki kanału y_i/d (n – liczba linii środków ciężkości, i – numer porządkowy linii, licząc od zewnątrz)

$n\backslash i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,1464									
2	0,0670	0,2500								
3	0,0436	0,1464	0,2959							
4	0,0323	0,1047	0,1938	0,3232						
5	0,0257	0,0817	0,1464	0,2261	0,3419					
6	0,0213	0,0670	0,1181	0,1773	0,2500	0,3557				
7	0,0182	0,0568	0,0991	0,1464	0,2012	0,2685	0,3664			
8	0,0159	0,0493	0,0854	0,1250	0,1693	0,2205	0,2835	0,3750		
9	0,0141	0,0436	0,0751	0,1091	0,1464	0,1882	0,2365	0,2959	0,3821	
10	0,0127	0,0390	0,0670	0,0969	0,1292	0,1646	0,2042	0,2500	0,3064	0,3882

Tabela 10b

Względna odległość linii środka ciężkości od ścianki przewodu y_i/d (n – liczba linii środków ciężkości, i – numer porządkowy ciężkości, licząc od zewnątrz)

$n\backslash i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,7071									
2	0,8660	0,5000								
3	0,9129	0,7071	0,4082							
4	0,9354	0,7906	0,6124	0,3536						
5	0,9487	0,8367	0,7071	0,5477	0,3162					
6	0,9574	0,8660	0,7638	0,6455	0,5000	0,2887				
7	0,9636	0,8864	0,8018	0,7071	0,5976	0,4629	0,2673			
8	0,9682	0,9014	0,8292	0,7500	0,6614	0,5590	0,4330	0,2500		
9	0,9718	0,9129	0,8498	0,7817	0,7071	0,6236	0,5270	0,4082	0,2357	
10	0,9747	0,9220	0,8660	0,8062	0,7416	0,6708	0,5916	0,5000	0,3873	0,2236

Pomiar za pomocą elementów dławiących

Jeżeli jest dostępna jednoznaczna i określona zależność pomiędzy strumieniem powietrza a spadkiem ciśnienia na częściach składowych instalacji, takich jak wymienniki ciepła, tłumiki hałasu, wtedy elementy te można wykorzystać jako wzorcowane urządzenia dławiące. Warunkiem przeprowadzenia pomiaru jest zachowanie tych samych warunków przepływu powietrza jak w czasie ich wzorcowania.

Pomiar w przekroju poprzecznym komory lub urządzenia

Do pomiaru można wykorzystać chłodnicę, nagrzewnicę lub filtr. Pomiaru można dokonać tylko wtedy, gdy wpływ przyrządu pomiarowego na przepływ powietrza oraz na efektywną wielkość przekroju pomiarowego jest pomijalny. Przed pomiarem należy zweryfikować równomierny rozkład prędkości powietrza oraz dokonać odpowiedniego podziału na pola. Zaleca się przy tym, aby nagrzewnica lub chodnica nie były napełnione czynnikiem grzewczym lub chłodzącym (aby rozkład temperatury nie spowodował dodatkowych błędów pomiarowych).

W przypadku stosowania metody wodzenia, podczas której czujnik pomiarowy jest przesuwany ruchem okrężnym w płaszczyźnie pomiarowej, należy go przesuwać z prędkością mniejszą niż 1/5 przewidywanej prędkości przepływu powietrza.

Pomiar w elementach końcowych

Niektóre sposoby pomiaru zezwalają na potraktowanie elementu końcowego jako wzorcowanego urządzenia dławiącego, jeżeli spadek ciśnienia jest większy od 30 Pa oraz jeżeli dostępna jest jego dokładna charakterystyka określona przez producenta. Można również wykorzystać wzorcowane przyrządy do pomiaru przepływu zamontowane w niektórych typach skrzynek rozprężnych, w przypadku gdy element końcowy jest w takowe wyposażony.

Jeżeli wypływ powietrza z nawiewnika jest rozproszony, wówczas nie sposób jest określić rozkładu prędkości powietrza. Jest to możliwe w przypadku działania niektórych dysz nawiewnych.

5.2. Pomiar prędkości powietrza w pomieszczeniu

Pomiary prędkości powietrza w pomieszczeniu należy uzupełnić o pomiary stopnia burzliwości (turbulencji) powietrza. Można w tym celu wykorzystać krzywe intensywności burzliwości powietrza o wartości wyższej niż 40%. W tym przypadku wystarczy zmierzyć średnią prędkość powietrza. Dopuszczalne wartości średniej prędkości powietrza w pomieszczeniu w funkcji stopnia burzliwości i temperatury powietrza podano w CR 1752 [6].

W celu uwzględnienia wahań prędkości powietrza pomiary należy wykonywać przez co najmniej 100 s. W przypadku dużych wahań prędkości (powyżej 10% różnicy średnich wartości z dwóch kolejnych pomiarów) pomiar należy wykonywać przez co najmniej 180 s.

Do pomiarów prędkości powietrza w pomieszczeniach do 20 m^2 wystarczy jeden punkt pomiarowy, w pomieszczeniach większych – odpowiednio więcej punktów zlokalizowanych w miejscach reprezentatywnych lub intensywnego wykorzystania pomieszczenia, np. przy biurkach.

We wszystkich punktach pomiarowych, oprócz prędkości, należy mierzyć temperaturę (termometru suchego) powietrza. Zaleca się również pomiar temperatury powietrza nawiewanego.

Podczas wykonywania pomiarów należy zanotować lub zwrócić szczególną uwagę na:
- położenie urządzeń przeciwsłonecznych,
- temperaturę okien, ścian, sufitu, podłogi,
- sposób użytkowania pomieszczenia,
- rozkład stałych i zmiennych źródeł ciepła (oświetlenie, urządzenia),
- położenie i tryb pracy urządzeń sterujących,

– szczelność przegród budowlanych pomieszczenia,
– typ i umiejscowienie mebli, osprzętu, urządzeń domowych.

5.3. Pomiar temperatury

Pomiary temperatury mogą być wymagane w pomieszczeniu, w elemencie końcowym wywiewnym lub w kanale powietrza.

Zgodnie z normą PN-EN ISO 7726 [5] w czasie pomiaru temperatury należy zastosować środki zapewniające zmniejszenie wpływu promieniowania cieplnego i bezwładności czujnika sondy. Ze względu na bezwładność czujnika pomiar należy wykonywać przez co najmniej 1,5 wartości stałej czasowej czujnika. Do pomiaru w kanałach o nierównomiernym rozkładzie temperatury przekrój pomiarowy należy podzielić na odpowiednią liczbę pól.

Punkty pomiarowe średniej temperatury powietrza należy uzgodnić z zainteresowanymi stronami.

Jeżeli w pomieszczeniu występują przegrody o temperaturze niższej lub wyższej od temperatury powietrza, w pomieszczeniu należy, zgodnie z normą PN-EN ISO 7726 [5], określić temperaturę odczuwalną.

Temperatura odczuwalna t_0 jest jednorodną temperaturą doskonale czarnej obudowy, w której człowiek wymieniałby tę samą ilość ciepła przez promieniowanie i konwekcję jak w rzeczywistym i niejednorodnym pod względem temperatury otoczenia środowisku wewnętrznym. W większości praktycznych przypadków, gdy prędkość powietrza jest mała (< 0,2 m/s) lub gdy różnica między temperaturą promieniowania i temperaturą powietrza jest mała (< 4°C), temperaturę odczuwalną można obliczyć z wystarczającą dokładnością jako średnią arytmetyczną temperatury (termometru suchego) powietrza t_a i średniej odczuwalnej temperatury promieniowania t_r. W celu uzyskania większej dokładności można zastosować następującą zależność:

$$t_0 = A \quad t_a + (1 - A)\, t_r \tag{5}$$

w którym stałą A można określić w zależności od prędkości powietrza v_a (tab. 11).

Tabela 11

Wartości stałej *A* w zależności od prędkości powietrza

Prędkość powietrza v_a [m/s]	A
< 0,2	0,5
$0,6 > v_a \geq 0,2$	0,6
$0,6 \geq v_a \leq 1,0$	0,7

5.4. Pomiary innych parametrów

Pomiar wilgotności względnej powietrza należy wykonać zgodnie z normą PN-EN ISO 7726 [5]. Łącznie z pomiarem wilgotności powietrza należy w tym samym miejscu zmierzyć także temperaturę termometru suchego. Zastosowanie urządzeń rejestrujących umożliwi dokonywanie pomiaru w wymaganym okresie 24 godzin.

Pomiar natężenia dźwięku należy wykonać zgodnie z PN-EN ISO 3740, PN-EN ISO 3746 oraz PN-EN ISO 3747. W trakcie przeprowadzania pomiarów należy pamiętać o wykonaniu pomiarów natężenia dźwięku tła (przy wyłączonej instalacji). Wymagane warunki poziomu natężenia dźwięku w pomieszczeniach podano w CR 1752 [6].

Pomiar pobieranego prądu przez silniki central wentylacyjnych i klimatyzacyjnych należy mierzyć za ostatnim bezpiecznikiem każdej fazy.

Do pomiaru różnicy ciśnienia na filtrze można wykorzystać presostaty różnicowe lub manometry dołączone do filtrów.

Pomiary towarzyszące

W celu określenia jak najdokładniej warunków działania instalacji podczas kontroli działania należy uwzględnić następujące wielkości:
- temperaturę (termometru suchego) i wilgotność względną powietrza zewnętrznego,
- temperaturę wody grzewczej lub ziębiącej,
- strumień wody w rurociągu wody grzewczej lub ziębiącej,
- przyrost ciśnienia w pompach.

6. Pomiary specjalne

Wykonanie pomiarów specjalnych wymaga dodatkowych ustaleń w umowie, ponieważ niektóre z nich wiążą się ze wzrostem nakładu pracy oraz kosztów. Pomiary specjalne są uzasadnione, gdy pomiary kontrolne nie wystarczają do oceny jakości instalacji (w granicach wymaganego przedziału niepewności).

W ramach pomiarów specjalnych przewiduje się pomiary części składowych instalacji. Pomiary mogą być dokonywane na miejscu lub, jeśli jest to niemożliwe, na stanowisku laboratoryjnym.

Pomiary specjalne mogą obejmować:
a) wentylatory,
b) filtry,
c) wymienniki ciepła,
d) nawilżacze powietrza,
e) sprawdzenie systemów regulacji, sterowania i przełączania.

6.1. Wentylatory

W ramach sprawdzenia kompletności wykonanych prac zaleca się:
- sprawdzenie, czy elementy urządzenia zostały połączone w prawidłowy sposób,
- sprawdzenie tabliczki znamionowej,
- badanie przez oględziny szczelności urządzeń i łączników elastycznych,
- zainstalowanie amortyzatorów drgań,
- zamocowanie silników, pasów klinowych, osłon przekładni pasowych.

W ramach ogólnego badania wentylatora należy sprawdzić:
- kierunek obrotu wirnika,
- regulację prędkości obrotowej lub innego sposobu regulacji wydajności,

– działanie wyłącznika,
– działanie elementów zabezpieczających silnik.

Podczas szczegółowego badania wentylatora należy określić następujące wielkości:
– strumień powietrza,
– spiętrzenie całkowite (sprężę),
– ciśnienie i temperaturę w przekroju pomiarowym,
– pobór mocy elektrycznej,
– prędkość obrotową.

Pomiar strumienia powietrza

Metody [1]:
– pomiar prędkości powietrza w przekroju pomiarowym z zastosowaniem metody podziału przekroju pomiarowego za pomocą siatki pomiarowej lub metodą wodzenia (opisana w punkcie 4.1),
– metoda kompensacji (zerowania) w otworach wentylacyjnych,
– z zastosowaniem urządzeń dławiących,
– z zastosowaniem gazomierzy,
– metodą gazu znacznikowego.

Metoda kompensacji

W celu zastosowania metody kompensacji do otworu wentylacyjnego należy przyłączyć komorę pomiarową. Pomocniczy wentylator doprowadza powietrze do (lub odprowadza z) komory pomiarowej z przepływomierzem (rys. 3). Wydajność wentylatora ustala się w ten sposób, aby ciśnienie statyczne w komorze równało się ciśnieniu otoczenia (membrana ciśnieniowa). Rozwiązanie alternatywne stanowi pomiar strumienia powietrza za pomocą gazomierza lub urządzenia pływakowego (rotametru).

Należy zachować następujące zależności między przekrojami poprzecznymi:
– nawiewnik $A_{MC} > A_{vo}$
– wywiewnik $A_{MC} > 10A_{vo}$

Oznaczenia według tab. 1.

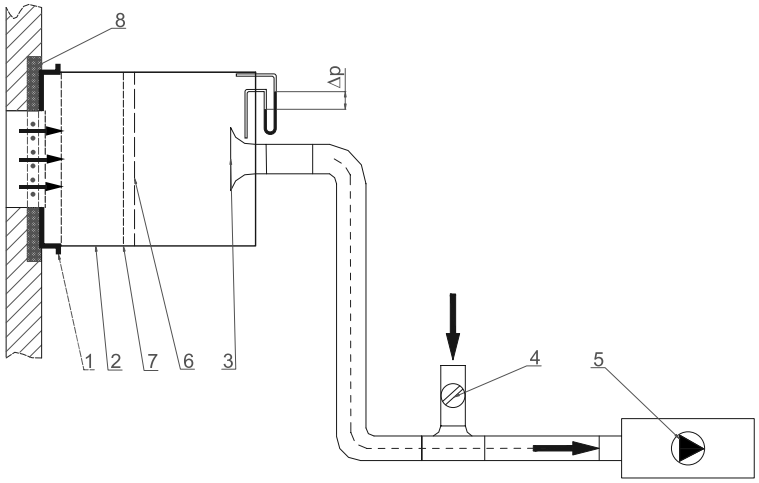
Pomiar ciśnienia powietrza

Wielkością mierzoną jest różnica ciśnień przed i za wentylatorem (spręż wentylatora). Zaleca się, aby punkt pomiarowy był umiejscowiony w odpowiednim przekroju. Zaleca się w uzasadnionych przypadkach uwzględnienie wpływu temperatury, gęstości płynu przekazującego energię i wpływu wysokości wykonywanych pomiarów.

W przypadku pomiaru ciśnienia statycznego zaleca się, aby otwory stanowiące punkty pomiarowe były wykonane pod kątem prostym do powierzchni wewnętrznej przewodu. Wewnętrzne zakończenie każdego otworu powinno mieć ostre krawędzie. Zaleca się, aby średnica tego otworu była możliwie mała (1 do 3 mm). Zaleca się, aby pomiar ciśnienia przepływającego płynu był wykonywany w miejscu, w którym przepływ powietrza jest równoległy do ścianki przewodu.

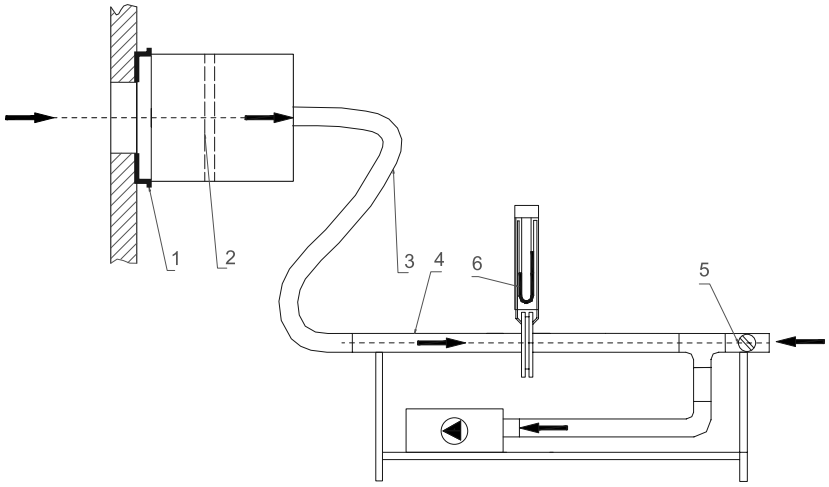
Pomiar poboru mocy elektrycznej

Pomiaru poboru mocy elektrycznej dokonuje się za pomocą miernika poboru mocy (watomierza) lub na podstawie licznika elektrycznego (wykonując odczyty przed i po badaniu).



Rys. 3a. Urządzenie do pomiaru przepływu powietrza z dyszą wlotową [1]: 1 – membrana ciśnieniowa, 2 – komora pomiarowa, 3 – Dp dysza, 4 – obejście, 5 – wentylator wspomagający, 6 – siatka, 7 – blacha perforowana, 8 – płaszczyzna przyłączeniowa

Fig. 3a. Device for airflow measurement equipped with input nozzle: 1 – pressure membrane, 2 – measurement chamber, 3 – Dp nozzle, 4 – bypass, 5 – supporting fan, 6 – grid, 7 – perforated plate, 8 – connecting surface



Rys. 3b. Urządzenie do pomiaru przepływu powietrza z nakładką [1]: 1 – membrana ciśnieniowa, 2 – komora pomiarowa, 3 – połączenie elastyczne, 4 – odcinek pomiarowy, 5 – przepustnica obejściowa

Fig. 3b. Device for airflow measurement equipped with cover plate [1]: 1 – pressure membrane, 2 – measuring chamber, 3 – flexible connection, 4 – measuring section, 5 – by-pass damper

Moc silnika trójfazowego określa się metodą dwóch watomierzy, a dla silników jednofazowych metodą jednego watomierza.

Moc silników prądu stałego określa się standardowo przez pomiar natężenia i napięcia prądu.

Zaleca się, aby urządzenie pomiarowe było przyłączone możliwie blisko zacisków badanych elementów. Urządzenia należy rozmieścić tak, aby nie występowały błędy wynikające z zakłócającego wpływu pola magnetycznego, oraz należy dobrać kable tak, aby nie powodowały zakłóceń lub błędnych pomiarów.

6.2. Filtry

W ramach ogólnej oceny sprawdzić należy:
- zgodność typu i klasy filtra na podstawie oznaczeń,
- poprawność zainstalowania i uszczelnienia w obudowie,
- ogólne sprawdzenie stanu filtra (brak uszkodzeń),
- sprawdzenie działania wskaźnika różnicy ciśnienia,
- sprawdzenie czystości filtra.

W ramach kontroli działania filtrów określa się wskazania różnicy ciśnień i monitorowanie jego działania.

Podczas badań zainstalowanych filtrów należy zmierzyć następujące parametry:
- strumień przepływającego powietrza,
- rozkład prędkości w filtrze,
- spadek ciśnienia.

W przypadku filtrów o wysokiej skuteczności, zgodnie z PN-EN 1822, należy udowodnić, że nie występują przecieki powietrza przez materiał filtracyjny, przez złącze filtra z ramą oraz przez samą ramę.

6.3. Wymienniki ciepła

W ramach ogólnej oceny należy sprawdzić:
- tabliczkę znamionową,
- szczelność zamocowania w obudowie,
- w przypadku oziębiacza powietrza – szczelność tacy ociekowej, prawidłowość zainstalowania odpływu skroplin,
- materiał wykonania wymienników ciepła oraz ewentualne uszkodzenia, np. lamel,
- prawidłowość podłączenia króćca zasilania i powrotu płynu wymieniającego ciepło,
- sposób zainstalowania zaworów regulacyjnych oraz zabezpieczeń przeciwzamrożeniowych.

W ramach kontroli działania sprawdzane jest:
- działanie i kierunek regulacji rządzeń regulacyjnych,
- kierunek obrotów pomp cyrkulacyjnych,
- działanie regulacji obrotowych regeneratorów ciepła,
- doprowadzenie czynnika grzewczego/ziębniczego.

W ramach badań określa się wydajność wymiennika ciepła (stopień ogrzania lub oziębienia powietrza) jako różnicę temperatury w funkcji masowego strumienia nośnika energii (np. wody) oraz spadek ciśnienia od strony powietrza w funkcji strumienia powietrza.

W przypadku chłodnic należy przebadać również działanie urządzenia na mokro, z uwzględnieniem wykraplania się wilgoci na całej powierzchni wymiennika ciepła.

Podobnym badaniom podlegają również regeneracyjne, obrotowe wymienniki ciepła.

W uzasadnionych przypadkach wskazane jest także badanie równomierności rozkładu temperatur w całym przekroju poprzecznym za wymiennikiem ciepła.

W trakcie badań należy mierzyć następujące parametry:

– strumień powietrza i jego temperaturę na dopływie i odpływie z wymiennika ciepła,
– maksymalne odchyłki temperatury powietrza od średniej wartości na dopływie i odpływie z wymiennika ciepła,
– spadek ciśnienia powietrza,
– strumień przepływającego płynu wymieniającego ciepło oraz różnicę temperatur,
– dla nagrzewnic – wilgotność względną powietrza dopływie lub odpływie,
– dla chłodnic i regeneracyjnych wymienników ciepła – różnicę wilgotności względnej przed i za wymiennikiem,
– dla regeneracyjnych wymienników ciepła – strumień nośnika energii (również w sposób pośredni przez prędkość obrotową wirnika) oraz moc pobieraną przez silnik (wirnika lub pompy).

Jeżeli dostępne są charakterystyki urządzenia, wystarczy wykonać pomiary tylko w jednym punkcie charakterystyki działania.

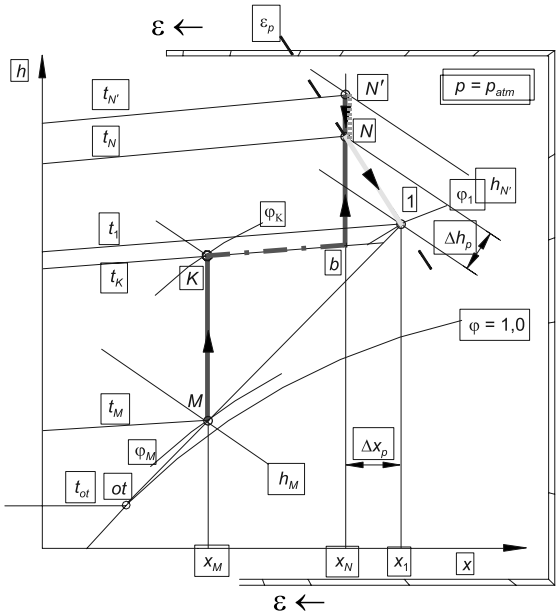
W przypadku gdy nie ma charakterystyk, a zmierzone wartości strumienia powietrza różnią się znacznie (więcej niż 30%) od wartości nominalnej, zaleca się pomiarowe określenie stopnia ogrzania lub stopnia oziębienia dla co najmniej trzech wartości strumienia powietrza i ich przeliczenie na warunki projektowe. W tym czasie strumień płynu wymieniającego ciepło powinien być utrzymywany w granicach wartości projektowych z tolerancją ±20%.

Pomiary nagrzewnic zamontowanych przed i za nawilżaczem są z zasady wykonywane łącznie z pomiarami nawilżacza. Nie jest wymagane wykonywanie odrębnych pomiarów poszczególnych wymienników ciepła i jednocześnie działającego nawilżacza. Zakłada się, że w warunkach wyrównanych wartości temperatury powietrza na dopływie do nagrzewnicy wartości temperatury na odpływie z nagrzewnicy nie odbiegają od średniej temperatury o więcej niż 10% w całym przekroju poprzecznym. W tym przypadku wystarczy zmierzyć strumień nośnika energii i różnicę jego temperatur w jednym z wymienników ciepła. Moc cieplną poszczególnych nagrzewnic oblicza się na podstawie całkowitej mocy cieplnej i różnic entalpii powietrza odczytanych z wykresu $h - x$ (rys. 4a i 4b).

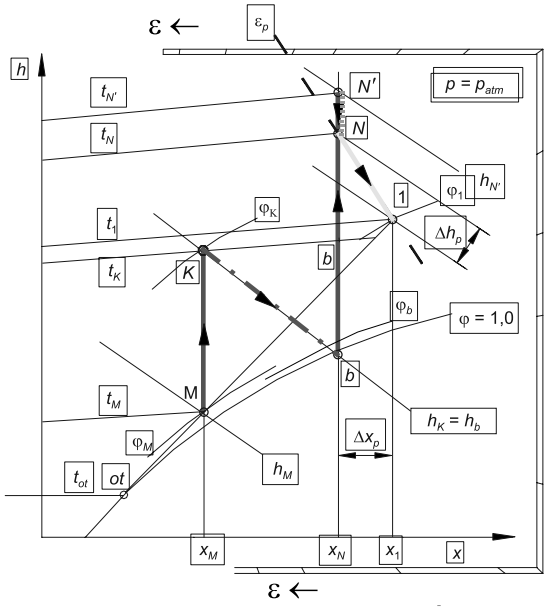
Przebieg zmian stanu powietrza w nawilżaczu jest określony przez temperaturę powietrza na dopływie oraz:

– dla komór zraszania – przez temperaturę termometru mokrego na odpływie*,
– dla nawilżaczy parowych – przez temperaturę pary

* w przypadku nawilżaczy z zamkniętym obiegiem wody zakłada się proces izentalpowy (adiabatyczny) w stanie ustalonym. Wystarczy wówczas zmierzyć temperaturę wody zamiast temperatury powietrza.



Rys. 4a. Proces nawilżania parą na wykresie $h - x$ (odcinek K–b)
Fig. 4a. Air humidifying with vapor in $h - x$ diagram (section K–b)



Rys. 4b. Uzdatnianie powietrza w przypadku nawilżania wodą na wykresie $h - x$ (odcinek K–b)
Fig. 4b. Air humidifying with water in $h - x$ diagram (section K–b)

6.4. Nawilżacze powietrza

Podobnie jak dla wentylatorów oraz wymienników ciepła, przy ogólnej ocenie urządzenia należy sprawdzić tabliczkę znamionową, poprawność zainstalowania, właściwy dobór wielkości zainstalowanego urządzenia, kompletność poszczególnych elementów (pomp, zaworów pływakowych, spust) oraz sprawdzić system rozprowadzania wody lub pary.

W zakresie pomiarów nawilżaczy powietrza należy stosować te same zasady, które wymieniono dla wymienników ciepła. Najlepiej jest wykonać badania wymienników ciepła i nawilżaczy łącznie.

W przypadku nawilżaczy wodą (komór zraszania) zakłada się, że są dostępne charakterystyki, które określają efektywność nawilżania w postaci różnicy zawartości wilgoci w powietrzu lub jako parametru względnego, odniesionego do maksymalnej różnicy zawartości wilgoci i spadku ciśnienia od strony powietrza (łącznie z odkraplaczem) w funkcji strumienia powietrza. Właściwości nawilżaczy określają również:

– liczba i układ dysz,
– strumień wody do nawilżania,
– ciśnienie i temperatura wody,

dla nawilżaczy parą:

– temperatura, ciśnienie i strumień pary.

Zaleca się również badania stopnia zmieszania strumienia pary wodnej ze strumieniem nawilżanego powietrza, określonego na przykład przez niezbędną odległość umieszczenia filtrów lub innych części składowych za nawilżaczem dla różnych wartości strumienia pary odniesionych do strumienia powietrza. Inną wielkością zalecaną do badań przy nawilżaczach jest pomiar równomierności rozkładu zawartości wilgoci w powietrzu w przekroju poprzecznym za nawilżaczem.

Dodatkowe parametry zalecane przez normę [1] do pomiarów to:

– parametry stanu powietrza przed i za nawilżaczem z wykorzystaniem wykresu h–x,
– maksymalne odchyłki zawartości wilgoci w powietrzu od wartości średniej na wylocie powietrza z nawilżacza,

dla nawilżaczy wodą:

– temperatura i ciśnienie wody przed dyszami,
– moc pobierana przez silnik napędzający pompę obiegową,

dla nawilżaczy parą odpowiednio:

– temperatura, ciśnienie i strumień pary.

Podobnie jak dla wymienników ciepłą, jeżeli dostępne są charakterystyki urządzenia, wystarczy wykonać pomiary tylko w jednym punkcie charakterystyki działania. Jeżeli nie ma charakterystyk, a zmierzone wartości strumienia powietrza różnią się znacznie (więcej niż 30%) od wartości nominalnej, zaleca się pomiarowe określenie wzrostu lub obniżenia temperatury (termometru suchego) powietrza dla co najmniej trzech wartości strumienia powietrza i ich przeliczenie na warunki projektowe. W przypadku nawilżaczy rozpylających zaleca się pomiar strumienia wody. W przypadku nawilżaczy zraszających strumień wody powinien być utrzymywany w granicach projektowych z tolerancją ±20%.

6.5. Systemy regulacji i sterowania

W celu sprawdzenia charakterystyki regulacji automatycznej i umożliwienia sprawdzenia, czy elementy automatyki działają prawidłowo w połączeniu z odpowiednim obiektem regulacji, nie wystarczy wykonanie badań poszczególnych urządzeń systemu, ponieważ prawidłowe działanie regulacyjne zależy nie tylko od charakterystyki przekazywania elementu regulacji, lecz również od charakterystyki samego obiektu regulacji.

Czujniki umieszczone w rurach i przewodach wentylacyjnych powinny mieć bezpośrednio obok siebie dogodny punkt pomiarowy lub, lepiej, powinny być wyposażone w odpowiedni przyrząd wskazujący, pozwalający na sprawdzenie aktualnie mierzonej wartości.

W przypadku czujników lub regulatorów różnicy ciśnienia niezawierających przyrządu wskazującego zaleca się zapewnienie co najmniej dwóch zamykanych otworów impulsowych do pomiarów kontrolnych ciśnienia.

W celu kontroli systemów regulacji norma [1] zaleca:

- sprawdzenie kompletności każdego obwodu regulacji na podstawie schematu,
- sprawdzenie rozmieszczenia czujników,
- sprawdzenie kompletności i rozmieszczenia regulatorów,
- sprawdzenie szaf sterowniczych w aspekcie zgodności z projektem odnośnie do:
  - lokalizacji szafy i dostępu do niej,
  - rozmieszczenia części zasilających i części regulacyjnych,
  - systemu zabezpieczeń,
  - wentylacji, oznakowania, uziemienia,
  - typów kabli,
  - schematów połączeń w obudowach.

Kontrola działania systemów regulacji automatycznej i blokad polega na wyrywkowym sprawdzeniu działania w różnych warunkach eksploatacyjnych przy różnych wartościach zadanych nastaw regulatorów, a zwłaszcza:

- zadanej temperatury wewnętrznej,
- zmierzonej temperatury zewnętrznej,
- włącznika rozruchowego,
- działania układu przeciwzamrożeniowego,
- klap pożarowych (wyzwalanie i sygnalizowanie),
- regulacji strumienia powietrza,
- systemu odzyskiwania ciepła,
- współdziałania z instalacjami ochrony przeciwpożarowej.

Działania sprawdzające

Działania te obejmują:

- kierunek działania organu wykonawczego (siłownika)
  Należy zmieniać wartość zadaną regulatora w kierunku zwiększających się i zmniejszających się wartości i sprawdzać, czy zmiana kierunku położenia siłownika odpowiada prawidłowemu kierunkowi;

– wartość zadana regulatora
  Należy sprawdzić dla jednej wartości zadanej lub kilku (w zależności od wymagań), czy po regulacji wartość rzeczywista odpowiada wartości zadanej. Jeśli są stosowane regulatory typu P, należy ustalić stan właściwego obciążenia;
– wpływ głównego układu regulacji
  W przypadku stosowania głównych układów regulacji należy sprawdzić, dla zależności liniowej, czy gradient, kierunek działania i punkt charakterystyki siłownika spełniają wymagania. W przypadku zależności nieliniowej krzywą należy sprawdzić w uzgodnionych warunkach;
– kaskadowy układ regulacji
  Ze względu na to, że kaskadowy układ regulacji składa się z dwóch układów regulacji: układu pilotowego i nadążnego, należy wykonać sprawdzenie stabilności każdego z tych układów.

6.6. Inne urządzenia

Dla **czerpni powietrza** należy sprawdzić wymiary, materiał, odporność na warunki atmosferyczne, prawidłowość usytuowania ze względu na ewentualne zanieczyszczenia powietrza zasysanego.

Dla **przepustnic** należy sprawdzić rodzaj przepustnic, uszczelnienie, kierunek ruchu siłowników.

Dla **klap przeciwpożarowych** należy sprawdzić poprawność i warunki zainstalowania, znak certyfikacji oraz właściwości urządzenia wyzwalającego. Ponadto należy zbadać urządzenie wyzwalające i sygnał wyzwalający oraz kierunek i położenie graniczne klap i wskaźnika.

Dla **skrzynki mieszania** i **skrzynki rozprężnej** należy wyrywkowo sprawdzić ich zgodność z danymi projektowymi.

Dla **nawiewników** należy sprawdzić typ, liczbę, rozmieszczenie oraz przeprowadzić próbę dymową do wstępnej oceny przepływów powietrza w pomieszczeniu, jak również cyrkulacji powietrza w poszczególnych punktach pomieszczenia.

Sieć przewodów należy sprawdzić w zakresie szczelności, zgodności wykonania wyrywkowo wybranych kształtek z projektem oraz działanie elementów regulacyjnych (dławiących). Należy sprawdzić dostępność do otworów rewizyjnych, izolację.

Literatura

[1] PN-ISO 6242 1 Budownictwo. Wyrażanie wymagań użytkownika. Wymagania termiczne.
[2] PN-EN 12599:2002 Wentylacja budynków. Procedury badań i metody pomiarowe dotyczące odbioru wykonanych instalacji wentylacji i klimatyzacji.
[3] PN-EN 13053 Wentylacja budynków. Centrale klimatyzacyjne. Wzorcowanie i charakterystyki działania urządzeń, elementów składowych i sekcji.
[4] PN-EN 13779:2005 Wentylacja budynków niemieszkalnych. Wymagania dotyczące właściwości instalacji wentylacji i klimatyzacji.
[5] PN-EN ISO 7726 Ergonomia środowiska termicznego. Przyrządy do pomiaru wielkości fizycznych.

[6] CEN, CR 1752:1998 Ventilation for Buildings. Design Criteria for the Indoor Environment.
[7] Wymagania techniczne COBRTI INSTAL – zeszyt 5. Warunki techniczne wykonania i odbioru instalacji wentylacyjnych – zalecane do stosowania przez Ministerstwo Infrastruktury.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

PAULINA KOSOWSKA, JACEK SCHNOTALE*

PRZEPŁYW POWIETRZA W KANALE Z PŁASKĄ PRZEPUSTNICĄ JEDNOPŁASZCZYZNOWĄ CZĘŚĆ I: MODEL NUMERYCZNY 2D

AIR FLOW IN A VENTILATION DUCT WITH A PLANE DAMPER PART I: NUMERICAL MODEL 2D

Streszczenie

Artykuł obejmuje opis modelu numerycznego 2D zjawiska fizycznego polegającego na przepływie powietrza przez przepustnicę jednopłaszczyznową umieszczoną w kanale wentylacyjnym. Analizie i opisowi poddano poszczególne elementy składające się na opis całościowy począwszy od modelu matematycznego opisywanego zjawiska łącznie z wyborem hipotezy zamykającej poprzez budowę warstwy przyściennej, narzucenie warunków brzegowych, budowę i dekompozycję geometrii wraz z opisem jej dyskretyzacji. Przedstawiono założenia przyjęte do obliczeń oraz ustawienia solvera użytego do rozwiązania układu równań różniczkowych cząstkowych. Obliczenia numeryczne wstępnie zweryfikowano poprzez porównanie współczynników kontrakcji wyznaczonych na podstawie symulacji w oparciu o definicję *vena contracta* z danymi literaturowymi

Słowa kluczowe: *przepływ powietrza*, *wentylacja*, *klimatyzacja*, *modelowanie CFD*, *zawór motylowy*

Abstract

The paper includes a description of the 2D numerical model of physical phenomena involving the flow of air through the plane damper placed in the ventilation duct. We analyzed the various elements of the description from the mathematical model of this phenomenon, including the choice of closer problems, through the construction of the boundary layer, the imposition of boundary conditions, construction and decomposition of the geometry with a description of the discretization. The assumptions used to compute and set solver used to solve partial differential equations were presented. Numerical calculations were verified by comparing the contraction coefficients identified on the basis of simulation based on the definition of the *vena contracta* with literature data.

Keywords: *airflow*, *ventilation*, *air-conditioning*, *CFD modeling*, *butterfly valve.*

* Dr inż. Paulina Kosowska, prof. Dr hab. inż. Jacek Schnotale, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

Oznaczenia

$Cc1$ – współczynnik kontrakcji dla przewężenia górnego n,
$Cc2$ – współczynnik kontrakcji dla przewężenia dolnego m,
CcU – współczynnik kontrakcji dla przewężenia górnego wyznaczony przez Hassenpfluga,
CcL – współczynnik kontrakcji dla przewężenia dolnego wyznaczony przez Hassenpfluga,
D – wymiar kanału (2D) [m],
div – dywergencja pola wektorowego lub tensorowego,
$\vec{F}$ – siła aerodynamiczna [N],
k – kinetyczna energia turbulencji [m^2/s^2],
L – wymiar przepustnicy (2D) [m],
m – przewężenie dolne [m],
n – przewężenie górne [m],
O – środek obrotu przepustnicy,
p – ciśnienie [Pa],
r – długość ramienia na jakim działa siła aerodynamiczna [m],
Re – liczba Reynoldsa,
v – średnia masowa prędkość powietrza [m/s],
xL – przewężenie geometryczne [m],
α – położenie przepustnicy [°],
ε – szybkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji [m^2/s^3],
μ – lepkość dynamiczna powietrza [kg/(m·s)],
μ' – lepkość dodatkowa [kg/(m·s)],
μ_t – lepkość dynamiczna turbulentna [kg/(m·s)],
ν – lepkość kinematyczna powietrza [m^2/s)],
ν_t – lepkość kinematyczna turbulentna [m^2/s)],
ρ – gęstość powietrza [kg/m^3],
$\vec{\tau}$ – moment obrotowy [Nm],
∇ – operator nabla.

1. Wstęp

Płaskie przepustnice jednopłaszczyznowe stanowią istotny element instalacji inżynierskich stosowanych w szeroko rozumianej inżynierii środowiska, pełniąc dwie zasadnicze funkcje: regulując lub odcinając przepływ medium w kanałach lub rurociągach. Główne cechy stanowiące o popularności przepustnic w różnych gałęziach przemysłu to: niski koszt instalacji i eksploatacji oraz mały spadek ciśnienia dla przepustnicy całkowicie otwartej. Z przepływem medium w instalacji wyposażonej w przepustnicę wiąże się szereg zjawisk, np. w przypadku wody jest to między innymi możliwa kawitacja, a także podobnie jak w przypadku przepływu gazu zjawisko kontrakcji czy powstawania momentu obrotowego na osi przepustnicy na wskutek działania sił aerodynamicznych lub hydrodynamicznych od-

działających na powierzchnię przepustnicy. Budowa modelu odzwierciedlającego pracę tych urządzeń pozwala na dokładną analizę zjawisk przepływowych, co może być punktem wyjścia do optymalizacji ich budowy i działania.

Poniższe opracowanie stanowi nowe podejście do badania płaskich przepustnic, pozwalające na wyznaczanie charakterystyk bez konieczności prowadzenia dużej ilości badań eksperymentalnych.

2. Opis modelowego zjawiska i metody badań

Modelowane zjawisko polegało na przepływie powietrza w kanale prostokątnym z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową, przy zmiennym położeniu przepustnicy oraz prędkości powietrza na wlocie do kanału. Wykorzystano do tego celu numeryczną mechanikę płynów (CFD[1]).

3. Model matematyczny

Modelując badane zjawisko, przyjęto szereg założeń upraszczających. Rozpatrywano zagadnienie 2D (rys. 1), bez rozwiązywania równań bilansu energii, z uwzględnieniem dokładnego rozwiązania warstwy przyściennej, traktując przepływ jako ustalony tzn. stacjonarny w czasie w sensie statystycznym, a powietrze jako płyn nieściśliwy. Ze względu na to, że w badanym zagadnieniu interesujące było rozwiązanie tylko pola ciśnienia oraz pola prędkości, skorzystano z możliwości rozprzęgnięcia układu równań Naviera-Stockesa, pod warunkiem założenia stałej lepkości $\mu = \text{const} \neq 0$. Odrzucono równanie wynikające z prawa zachowania energii. Nie uwzględniano również żadnych sił masowych, które mogłyby oddziaływać na przepływające w kanale powietrze. Ze względu na zakres liczb Reynoldsa w badanym przepływie, nie było możliwe rozwiązanie zagadnienia bezpośrednio z układu równań N-S metodami DNS (Direct Numerical Simulation), które wymagają bardzo gęstej siatki o wymiarach pojedynczego elementu mniejszych od najdrobniejszych skal turbulencji (mikroskala Kołmogorowa η). W związku z tym, rozwiązanie oparto na koncepcji Reynoldsa, który twierdził, że dowolna wielkość opisująca przepływ turbulentny u jest sumą wielkości uśrednionej w czasie $\overline{u}$ oraz składowej fluktuacyjnej u' będącej losową funkcją czasu i przestrzeni, co oznacza, że rozwiązywany był podukład równań Reynoldsa (RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations) postaci [11]:

$$\frac{\partial \overline{v}_j}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \overline{v}_i \overline{v}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{v}_i}{\partial x_i^2} - \frac{\partial \overline{v_i' v_j'}}{\partial x_j} \tag{2}$$

gdzie $i, j = 1, 2$ (2D).

[1] Computational Fluid Dynamics.

Konsekwencją uśredniania równań jest pojawienie się w równaniu (2) korelacji $\overline{v_i' v_j'}$, która poddana działaniu operatora różniczkowego $\frac{\partial}{\partial x_j}$ stanowi składowe dywergencji symetrycznego tensora naprężenia turbulentnego **R**. Ze względu na nieznane składowe tensora **R** układ równań RANS (1)(2) nie jest układem zamkniętym – w omawianym przypadku brakuje czterech zależności. Zamknięcie układu równań umożliwia zastosowanie wybranego modelu turbulencji[2].

4. Hipoteza zamykająca

Do domknięcia układu równań RANS (1)–(2) wykorzystano dwurównaniowy model turbulencji „*k*–ε". Jest to hipoteza zamykająca, oparta na koncepcji Boussinesqa, który postulował istnienie tzw. kinematycznej lepkości turbulentnej ν_t, będącej wynikiem założenia prawdziwości hipotezy Newtona o proporcjonalności naprężenia i odkształcenia w płynie, zastosowanej do naprężenia turbulentnego. W związku z powyższym, dla płynu nieściśliwego można zapisać równanie:

$$-\overline{v_i' v_j'} = \nu_t \frac{\partial \overline{v}_j}{\partial x_j} \tag{3}$$

Po podstawieniu równania (3) do równania (2) układ równań RANS przyjmuje postać:

$$\frac{\partial \overline{v}_j}{\partial x_j} = 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial \overline{v}_i \overline{v}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t)\frac{\partial^2 \overline{v}_i}{\partial x_i^2} \tag{5}$$

Ponieważ nowy współczynnik ν_t nie jest funkcja płynu, lecz przepływu [2], układ równań nadal pozostaje niezamknięty. W modelu „*k*–ε", który do układu równań RANS wprowadza dodatkowe równania bilansu: kinetycznej energii turbulencji *k* oraz szybkości dyssypacji energii turbulencji ε, lepkość kinematyczna turbulencji ν_t wiąże – poprzez lepkość turbulentną μ_t – te dwie nowe wielkości zależnością:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{6}$$

gdzie $\mu_t = \rho\nu_t$.

Równanie (6) wraz z przedstawionymi poniżej równaniami (7)–(8) pochodzącymi niemal *in extenso* (różnice wynikają z założenia o przepływie ustalonym płynu nieściśliwego) z [5]:

---

[2] Ze względu na opisaną funkcję model turbulencji nazywany jest często *hipotezą zamykającą* (*closer problems*).

$$\frac{\partial\left(\rho k\overline{v_i}\right)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+\mu_t\frac{\partial\overline{v_i}}{\partial x_i}\frac{\partial\overline{v_j}}{\partial x_i}-\rho\varepsilon \tag{7}$$

$$\frac{\partial\left(\rho\varepsilon\overline{v_i}\right)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}\mu_t\frac{\partial\overline{v_i}}{\partial x_i}\frac{\partial\overline{v_j}}{\partial x_i}-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{8}$$

zamyka układ równań RANS (4)–(5). Stałe współczynniki w równaniach (6), (7), (8) przyjmują wartości: $C_{1\varepsilon}$ = 1,44, $C_{2\varepsilon}$ = 1,92, C_μ = 0,09, σ_k = 1,0, σ_ε =1,3 [5].

5. Warstwa przyścienna

Warstwa przyścienna jest konsekwencją przyjęcia na ściankach modelu warunków braku poślizgu oraz nieprzenikalności powierzchni. Wybrany model turbulencji „*k*–ε" został stworzony do opisu przepływu turbulentnego w rdzeniu, tzn. w pewnej odległości od ścianki. Stosowanie go do przepływów przyściankowych wymaga wprowadzenia poprawek umożliwiających dokładne rozwiązanie zaniedbanych obszarów.

Spośród trzech koncepcji modelowania warstwy przyściennej, z których jedna wykorzystuje tzw. funkcje przyścienne[3] w rejonie, gdzie lepkość odgrywa znaczącą rolę, druga zaś w oparciu o mocno zagęszczoną siatkę przy ściance rozwiązuje równania w każdym punkcie przepływu, a trzecia stanowi hybrydę powyższych, wybrano trzecią – łączącą dwa pierwsze podejścia.

Zastosowana metoda „ulepszonego rozwiązania warstwy przyściennej" (EWT)[4] [5] w przypadku odpowiedniego zagęszczenia siatki numerycznej przy ściance ($y^+ \approx 1$)[5], umożliwiającego rozwiązanie podwarstwy laminarnej, przewiduje rozwiązanie przepływu dwuwarstwowego, natomiast w przypadku siatki o większych elementach w rejonie przyściankowym wykorzystuje pierwszą koncepcję rozwiązania warstwy przyściennej w oparciu o tzw. ulepszone funkcje przyścienne[6].

W modelowaniu EWT warstwy przyściennej przepływ dzielony jest na dwa rejony, a podział realizowany jest przez kryterium liczby Reynoldsa Re_y definiowanej w następujący sposób:

$$\mathrm{Re}_y=\frac{\rho y\sqrt{k}}{\mu} \tag{9}$$

gdzie:

y – odległość środka elementu siatki do najbliższej ścianki w kierunku prostopadłym.

---

[3] *Wall functions* [5]. Są to półempiryczne zależności wykorzystywane do opisu podwarstwy laminarnej oraz warstwy przejściowej.

[4] *Enhanced Wall Treatment* [5].

[5] $y^+ = (\rho\, u_\tau\, y_P)/\mu$, gdzie: ρ, μ – gęstość, lepkość płynu w punkcie P, y_P – odległość punktu P od ścianki, $u_\tau = (\tau_\omega/\rho)^{\wedge 0.5}$ – prędkość tarcia, τ_ω – całkowite uśrednione naprężenie przy powierzchni granicznej [2–5].

[6] *Enhanced Wall Functions* [5].

Dla rdzenia turbulentnego ($Re_y > 200$) rozwiązywany jest układ równań RANS (4)–(5) z modelem turbulencji „*k*–ε" (6), (7), (8). W dwuwarstwowej (podwarstwa lepka oraz warstwa przejściowa) strefie przyściennej, gdzie lepkość jest wielkością kluczową ($Re_y < 200$), korzysta się z jednorównaniowego modelu Wolfteina [5]. Kinetyczna energia turbulencji *k* liczona jest z równań (7)–(8) natomiast szybkość dyssypacji energii turbulencji ε z równania:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{\ell_\varepsilon} \tag{10}$$

w którym skalę długości ℓ_ε określa zależność:

$$\ell_\varepsilon = yC_\ell^* \left(1 - e^{\frac{-\mathrm{Re}_y}{A_\varepsilon}} \right) \tag{11}$$

Ponadto lepkość turbulentna nie jest arbitralnie wyznaczana z równania (6), lecz zapewnia gładkie przejście między strefą dwuwarstwową ($\mu_{t,2w}$), a rdzeniem turbulentnym (μ_t) opisane w następujący sposób:

$$\mu_{t,EWT} = \lambda_\varepsilon \mu_t + (1 - \lambda_\varepsilon)\mu_{t,2w} \tag{12}$$

gdzie lepkość turbulentna μ_t obliczana jest ze wzoru (6), natomiast $\mu_{t,2w}$ z zależności:

$$\mu_{t,2w} = \rho C_\mu \ell_\mu \sqrt{k} \tag{13}$$

w której skalę długości ℓ_μ podaje wzór:

$$\ell_\mu = yC_\ell^* \left(1 - e^{\frac{-\mathrm{Re}_y}{A_\mu}} \right) \tag{14}$$

Funkcja mieszania λ_ε (szczegółowy wzór w [5]) zdefiniowana jest w ten sposób, że przyjmuje wartość jeden daleko od ścianki, natomiast zero w bezpośrednim jej sąsiedztwie. Stałym występującym w równaniach (11) oraz (14) przypisuje się wartości: $C_\ell^* = \kappa C_\mu^{-3/4}$, $\kappa = 0{,}4187$ (stała Karmana), $A_\mu = 70$, $A_\varepsilon = 2\,C_\ell^*$.

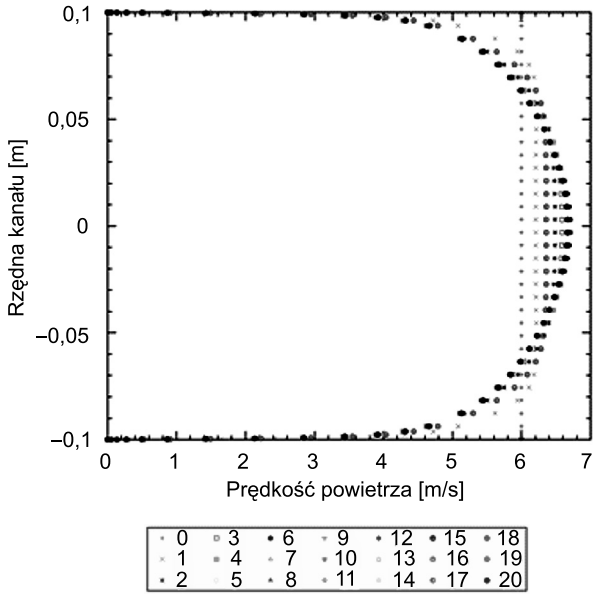
Nie przytoczono w tym miejscu algorytmu postępowania dla przypadku niespełniającego warunku dla y^+, ponieważ siatka modelu była tak konstruowana, aby spełnić ten wymóg. Niemniej jednak, szczegółowe wzory opisujące „ulepszone funkcje przyścienne" (EWF – patrz przypis 6) znaleźć można w [5].

6. Warunki brzegowe

Na **ściankach** przyjęto warunek braku poślizgu oraz nieprzenikalności powierzchni.

Na **wlocie** zadawano profil prędkości oraz rozkład *k* i ε przy pomocy plików profilowych. W celu wyznaczenia danych do plików profilowych, dla każdego położenia przepustnicy i dla każdej prędkości powietrza, przeprowadzono dodatkowa symulacje przepływu

w 20-metrowym kanale bez przepustnicy. Z uwagi na zerowy stopień interpolacji stosowany w programie Fluent dla warunków brzegowych zadawanych w postaci dyskretnej, siatka na wlocie miała identyczny rozkład elementów jak siatka kanału z przepustnicą. Dla kątów $\alpha = 10°, 20°, 30°, 40°$ przepustnica nie ma wpływu na rozkład elementów na wlocie, dlatego dla tych położeń wykorzystano jedną siatkę, a dla pozostałych przypadków utworzono oddzielne geometrie. Zbadano, że warunek stałej prędkości na wlocie jest szybciej zbieżny dla dokładności o rząd większej w porównaniu z warunkiem stałego ciśnienia. Dlatego na wlocie zadawano stałą prędkość z zakresu od 2m/s do 10 m/s. Łącznie przesymulowano 27 przypadków. Założono, że w połowie długości kanału (po 10 m) profil prędkości jest w pełni rozwinięty (rys. 1). Z tego miejsca pobrano wielkości niezbędne do utworzenia pliku profilowego, tj. prędkość v, energię kinetyczną turbulencji k, szybkość dyssypacji energii turbulencji ε. Tak przygotowane pliki profilowe wykorzystano do zadawania warunków na wlocie dla przepływu powietrza przez kanał z przepustnicą jednopłaszczyznową.



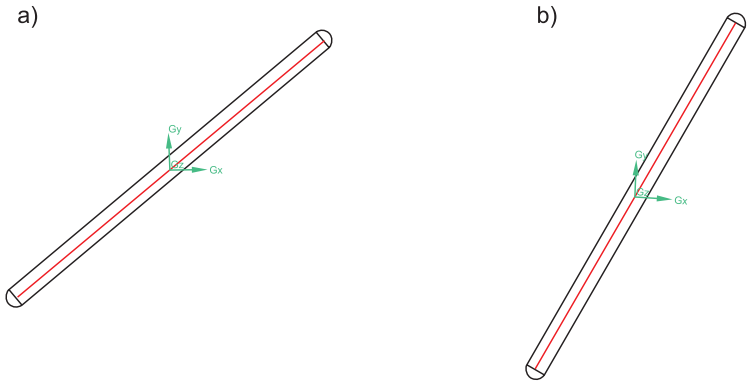
Rys. 1. Zmiana profilu prędkości wzdłuż kanału bez przepustnicy przy zadanej stałej prędkości 6 m/s na wlocie (*liczby podane w legendzie oznaczają odciętą kanału podaną w metrach*)

Fig. 1. Velocity profiles along the duct without the damper with inlet velocity condition = 6 m/s (*the numbers in the legend are duct's abscissae in meter*)

Na wylocie posłużono się warunkiem ciśnienia *pressure-outlet* [5], zadając wartość ciśnienia statycznego na końcu kanału równą 0 Pa. Mimo tego że uwzględnia on ewentualny przepływ wsteczny, zapewniając w takim wypadku dobrą zbieżność, warunek ten zaleca się zadawać w miejscach, gdzie przepływ jest w pełni rozwinięty – stad długi odcinek prostego kanału za przepustnica, umożliwiający wygaśniecie powstałych za nią zakłóceń.

7. Dyskretyzacja przestrzenna

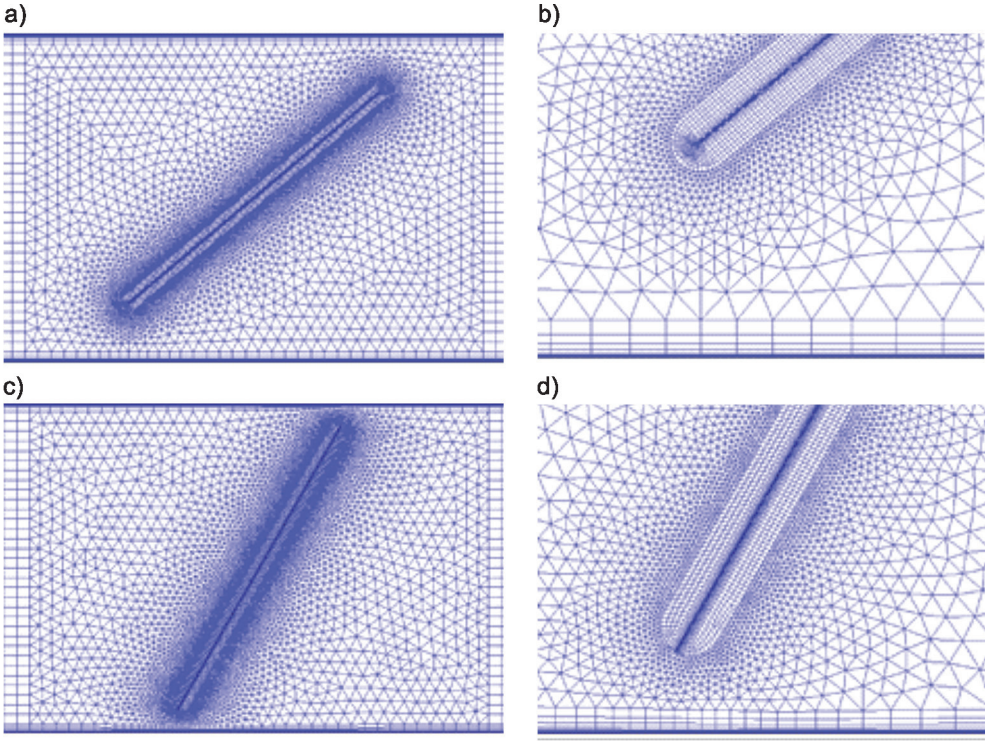
Geometrię wraz z siatką utworzono przy pomocy programu Gambit. Znacznego zagęszczenia siatki dokonano w wydzielonym z długości całego kanału obszarze o wymiarach 280 × 200 mm, w którym spodziewano się dużych zmian pola prędkości. W bezpośrednim sąsiedztwie przepustnicy stworzono dwie (rys. 2(b)) lub cztery (rys. 2(a)) powierzchnie – zależnie od kąta położenia α, w których koncentracja elementów siatki była największa.



Rys. 2. Dekompozycja geometrii dla $\alpha = 10°, 20°, 30°, 40°$ (na rysunku) (a) oraz $\alpha = 60°$ (b). Przepustnicę zaznaczono kolorem czerwonym

Fig. 2. Geometry decomposition for $\alpha = 10°, 20°, 30°, 40°$ (in figure) (a) and $\alpha = 60°$ (b). Damper is marked with a red line

Wymagania odnośnie bezwymiarowych wielkości y^+ oraz Re_y dla dokładnego rozwiązania warstwy przyściennej, podczas implementacji algorytmu EWT, szczegółowo opisanego we wcześniejszej części artykułu pt. „Warstwa przyścienna", stanowiły główne kryterium doboru rozmiaru siatki. Zaleca się wówczas, aby bezwymiarowa odległość y^+ elementów przylegających do ścianki była w przybliżeniu równa jeden, a przynajmniej 10 rzędów elementów od ścianki powinno znajdować się w strefie intensywnego oddziaływania lepkości ($\mathrm{Re}_y < 200$) [5]. Wymagania te spełnia siatka, dla której na wszystkich ściankach omywanych powietrzem zbudowano warstwę przyścienna składającą się z 12 rzędów o wymiarze pierwszego elementu równym 0,01 mm oraz o 41 i 65-procentowym wzroście rozmiaru, odpowiednio dla powierzchni przepustnicy i kanału. Dwie spośród czterech specjalnie wydzielonych powierzchni, widocznych na rys. 2(a), bezpośrednio sąsiadujące z powierzchnią przepustnicy pokryto siatką strukturalną, a dwie pozostałe związane z końcami przepustnicy wypełniono czworobokami nieforemnymi. W przypadku przedstawionym na rys. 2(b), na powierzchnie przylegające do przepustnicy nałożono niestrukturalną siatkę czworoboków. Pozostałą cześć obszaru o zwiększonej koncentracji elementów pokryto trójkątną siatką niestrukturalną o 20-procentowym wzroście wymiaru elementu od rozmiaru startowego 0,7 mm do maksymalnego 8 mm, przy użyciu funkcji płynnej zmiany rozmiaru elementów (*size function*) [5]. Pozostałe powierzchnie kanału wypełniono prostokątną siatką strukturalną o wymiarze 8 × 10 mm.

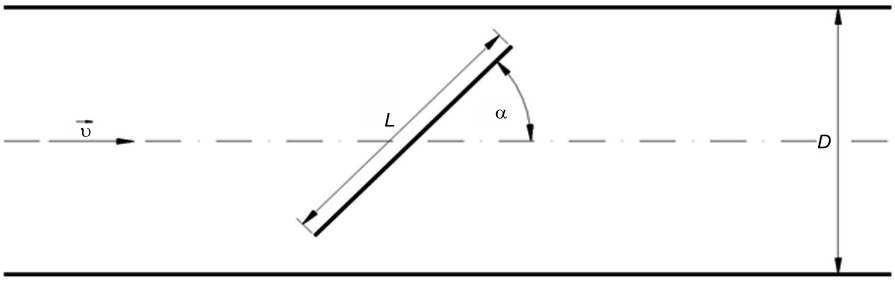


Rys. 3. Dyskretyzacja powierzchni dla $\alpha = 10°, 20°, 30°, 40°$ (na rysunku) (a), (b) oraz $\alpha = 60°$ (c), (d)

Fig. 3. Surfaces discretization for $\alpha = 10°, 20°, 30°, 40°$ (in figure) (a), (b) and $\alpha = 60°$ (c), (d)

8. Metoda badań

W obliczeniach pominięto grubość płaskiej przepustnicy, a drugi jej wymiar równy był wysokości kanału, tj. $L = D = 200$ mm (rys. 4).



Rys. 4. Płaska przepustnica jednopłaszczyznowa (2D)

Fig. 4. Butterfly damper (2D)

Przeprowadzono 45 symulacji numerycznych przepływu powietrza w 45-metrowym kanale z przepustnicą jednopłaszczyznową, w których zmieniano położenie przepustnicy oraz prędkość powietrza na wlocie do kanału. Badane kąty położenia przepustnicy to: 10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60° – przy założeniu: przepustnica całkowicie otwarta $\alpha = 0°$, całkowicie zamknięta $\alpha = 90°$. Dla każdego położenia przepustnicy wykonano obliczenia, przyjmując prędkość powietrza na wlocie do kanału z zakresu od 2 do 10 m/s, ze wzrostem prędkości w kolejnej symulacji o 1 m/s. Z uwagi na to, że prędkości powietrza z górnej granicy badanego zakresu, w przypadku położeń przepustnicy bliskich całkowitemu zamknięciu, powodują powstawanie w miejscach przewężenia dużych prędkości, uniemożliwiających stosowanie modelu nieściśliwego, a także ze względu na praktyczny zakres funkcjonowania wentylatora wywołującego przepływ, wprowadzono drugie kryterium – kryterium maksymalnego ciśnienia na wlocie do kanału, a jako wartość maksymalna przyjęto 1000 Pa. W rezultacie otrzymano zakresy pomiarowe, które zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Zakresy pomiarowe

Położenie przepustnicy α [°]	Prędkość powietrza v [m/s]
10	2–10
20	2–10
30	2–10
40	2–10
50	2–7
60	2–4

Właściwości powietrza przyjęte do obliczeń: gęstość $\rho = 1{,}225$ [kg/m^3], lepkość dynamiczna $\mu = 1{,}7894 \cdot 10^{-5}$ [kg/(m × s)].

Rozwiązanie układu równań różniczkowych cząstkowych realizowane było przy pomocy pakietu oprogramowania Fluent, opartego na metodzie objętości skończonej[7].

Przyjęto następujące ustawienia *solvera*:

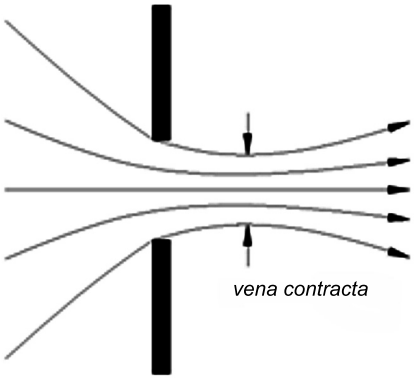
– sprzężony algorytm oparty na rozwiązaniu pola ciśnienia (*Pressure Based Coupled Algorithm*), polegający na wyznaczaniu w kolejnych iteracjach pola prędkości – obliczanego z równań ruchu, oraz pola ciśnienia z równania ciśnienia (będącego wynikiem przekształceń równania ciągłości i równania pędu), na podstawie wartości k i ε pochodzących z poprzedniej iteracji,
– wzory różnicowe według schematu „w tył" z dokładnością rozwiązania, wynikającą z rozwinięcia w szereg Taylora, rzędu drugiego (*Second Order Upwind Discretization*),
– schemat różnicowy niejawny (*Implicit Formulation*),
– podwójna dokładność (*Double-Precision*),
– kryterium stopu = spadek wartości reszt (*residuals*) o osiem rzędów wielkości (10^{-8}) + stabilizacja monitorowanego momentu obrotowego (co zajmowało od 1500 do 2300 iteracji).

[7] Finite-volume method.

9. Weryfikacja modelu

Opisany model przepływu powietrza przez kanał z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową wymagał porównania z rzeczywistym zjawiskiem fizycznym. Z uwagi na to, że model numeryczny posłużył do wyznaczenia odcinków prostoliniowych stanowiska badawczego, na którym zaplanowano realizację eksperymentu walidacyjnego, przed złożeniem instalacji przeprowadzono wstępną weryfikację uzyskanych wyników. Na podstawie przeprowadzonych symulacji wyznaczono współczynniki kontrakcji charakterystyczne dla badanego zjawiska, a następnie porównano je z danymi literaturowymi [6, 12, 13].

Wyznaczenie współczynników kontrakcji oparto o definicje *vena contracta* podaną po raz pierwszy w 1644 roku przez włoskiego fizyka i matematyka – twórcę barometru – Evangelistę Torricellego [1]. Według niego, struga płynu wypływająca przez otwór przewęża się (rys. 5). Miejsce, w którym wymiar strugi ulegający zmianie osiąga minimum Torricelli spopularyzował pod nazwa *vena contracta*. Zjawisko *kontrakcji strumienia* [10] znalazło w latach późniejszych miejsce w pracach wielu badaczy, m.in. Isaac Newton interesował się tym, w jakiej odległości za otworem następuje kontrakcja oraz jak duże jest zwężenie strugi.

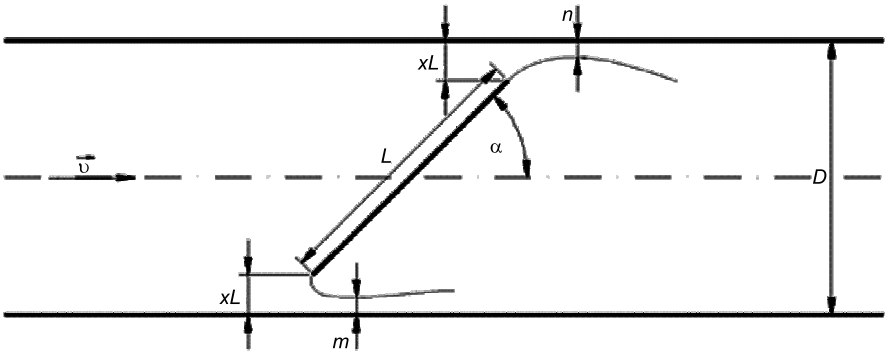


Rys. 5. Vena contracta
Fig. 5. Vena contracta

Współczynnik kontrakcji definiuje się jako stosunek pola powierzchni strugi w miejscu maksymalnego przewężenia (*vena contracta* – rys. 5) do pola powierzchni wypływu.

W zagadnieniach przepływowych związanych z płaska przepustnicą [3, 4, 14] korzysta się ze współczynników kontrakcji podanych przez W.C. Hessenpfluga w 1998 roku [6]. Hessenpflug, przyjmując założenie przepływu potencjalnego, bazując na teorii Helmholtza free-streamlinów, wykorzystał algebrę splotów do rozwiązania całek Schwarza-Christoffela i wyznaczył zestaw współczynników kontrakcji poszczególnych kątów nachylenia płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej. Współczynniki wyznaczone w ten sposób powinny być stosowane tylko dla przepływów z płaską przepustnicą. Zmiana geometrii przepustnicy pociąga za sobą konieczność ponownej analizy zjawiska. Autor metody zwraca uwagę na to, że wymaga ona istotnej modyfikacji w chwili zmiany geometrii przepustnicy i nie gwarantuje

pewności rozwiązania dla dowolnego jej kształtu [6]. W związku z tym opracowanie metody wyznaczania współczynników kontrakcji opartej na obliczeniach numerycznych, wydaje się stanowić atrakcyjną alternatywę do opracowania z 1998 roku [6].



Rys. 6. Wizualizacja pojęcia *vena contracta* dla płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej (2D)
Fig. 6. Visualization of the concept of *vena contracta* for a butterfly valve (2D)

W rozpatrywanym przypadku 2D – przedstawionym schematycznie na rys. 6 – współczynniki kontrakcji z definicji określają zależności:

$$Cc1 = \frac{n}{xL} \tag{15}$$

$$Cc2 = \frac{m}{xL} \tag{16}$$

Po podstawieniu za *xL* prostej zależności tej wielkości od średnicy przewodu *D* oraz kąta nachylenia przepustnicy α, otrzymujemy:

$$Cc1 = \frac{n}{\frac{D}{2}\cdot(1-\sin\alpha)} \tag{17}$$

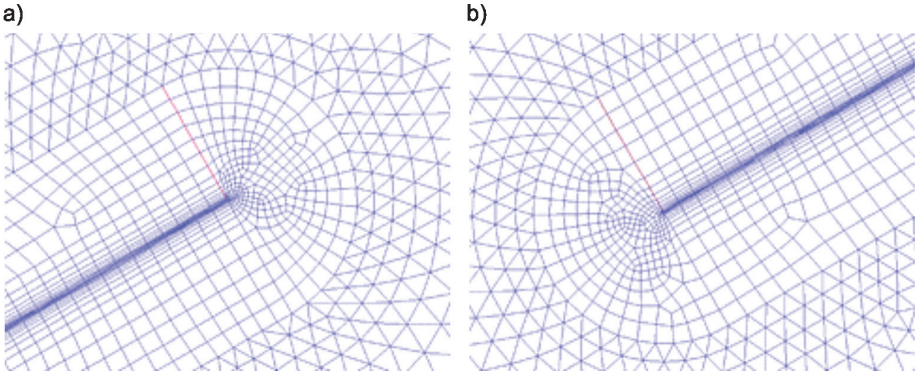
$$Cc2 = \frac{m}{\frac{D}{2}\cdot(1-\sin\alpha)} \tag{18}$$

W dwóch ostatnich równaniach (17)–(18) nieznana jest wartość przewężenia górnego *n* oraz dolnego *m*. Do ich wyznaczenia wykorzystano obliczenia numeryczne wykonane w programie Fluent.

Dla każdego położenia przepustnicy i dla każdej prędkości (tab. 1) przeprowadzono osobną symulację – łącznie 45 przypadków. Następnie, korzystając z narzędzi pozwalających na obróbkę uzyskanych wyników, wyznaczono linie prądu (*streamlines*) (rys. 7) z uwzględnieniem optymalnego miejsca ich uwalniania [8] (rys. 8, z wyjątkiem przypadku dla $\alpha = 60°$, gdzie linie prądu uwalniano w miejscu geometrycznego przewężenia, z uwagi na odmienna dekompozycje kształtu i brak zilustrowanych krawędzi). Najlepszym sposobem jest wyko-

rzystanie do uwalniania linii prądu istniejących elementów. Zaletą jest uzyskanie najdokładniejszego rozwiązania dla danej siatki, przy bardzo małej liczbie linii prądu, co umożliwia szybkie wykonanie – omówionego dalej – algorytmu wyszukania odpowiednich ekstremów.

Rys. 7. Linie prądu dla $\alpha = 50°$, $v = 6$m/s
Fig. 7. Streamlines for $\alpha = 50°$, $v = 6$m/s



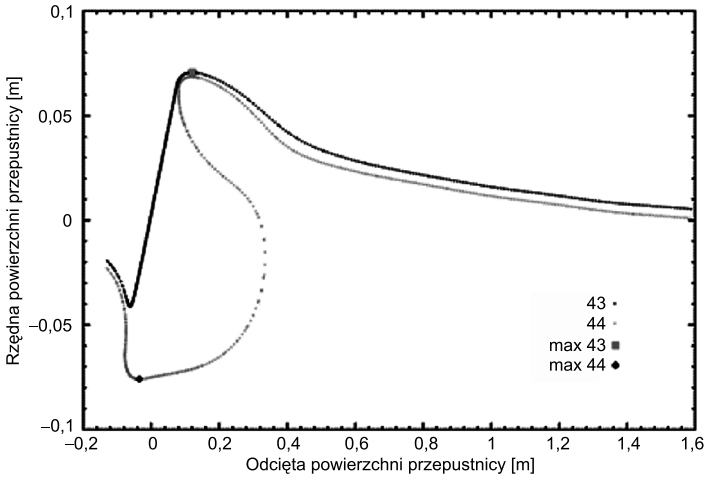
Rys. 8. Miejsce uwalniania linii prądu (czerwona linia) – punkt spływu (a) i punkt natarcia (b) przepustnicy
Fig. 8. Stream lines release surface (a red line) – drailing point (a) and point of attack (b)

Kolejnym krokiem było wyselekcjonowanie spośród wszystkich linii prądu tych dwóch, które rozdzielają strugę. Odbywało się to w odniesieniu do współrzędnych środka przepustnicy: poszukiwano dwóch sąsiadujących ze sobą krzywych (w rzeczywistości zbiorów punktów reprezentujących krzywe), które dla odciętej środka przepustnicy będą takie, że rzędna jednej krzywej będzie większa od rzędnej środka przepustnicy, a drugiej mniejsza (rys. 9).

Dla tak znalezionych linii prądu wyznaczono ekstremalne wartości rzędnych: maksimum i minimum odpowiednio dla przewężenia górnego i dolnego. Dla przykładu z rys. 9 odnaleziono maksymalną rzędną linii prądu nr 43, i minimalna rzędną linii prądu nr 44. Korzystając z poniższych zależności, obliczono wartości przewężeń *m* i *n* w miejscu *vena contracta*:

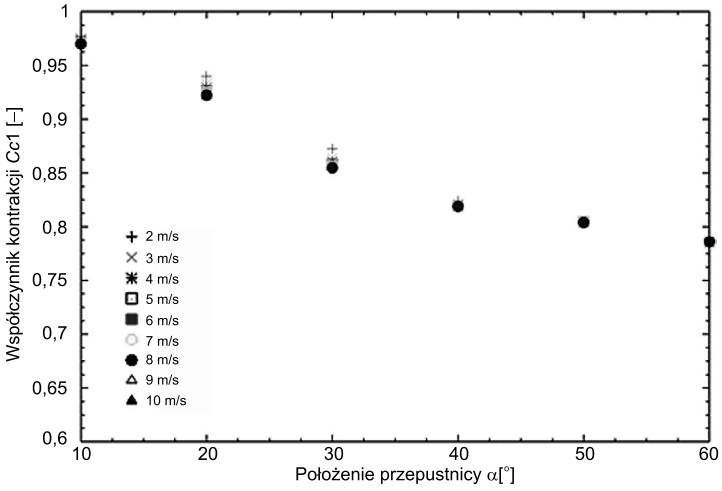
$$n = \left| \frac{D}{2} - y_{\max} \right| \tag{19}$$

$$m = \left| -\frac{D}{2} - y_{\min} \right| \tag{20}$$

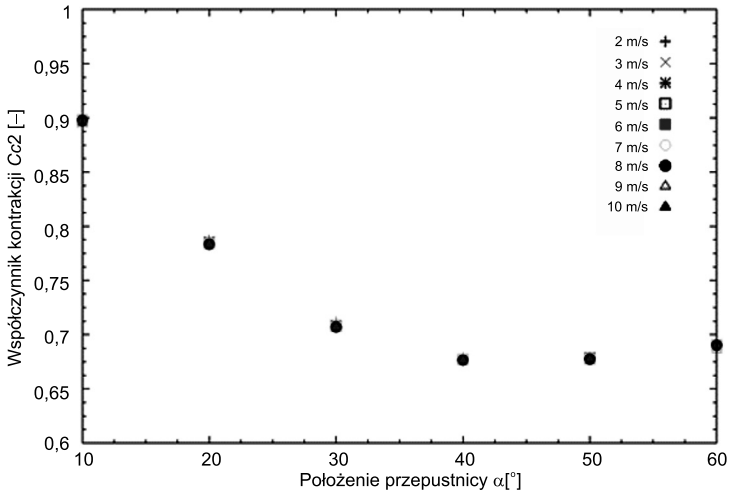


Rys. 9. Linie prądu rozdzielające strugę dla $\alpha = 40°$ (43 i 44 numery linii prądu)
Fig. 9. Free streamlines for $\alpha = 40°$ (43 and 44 stream line's numbers)

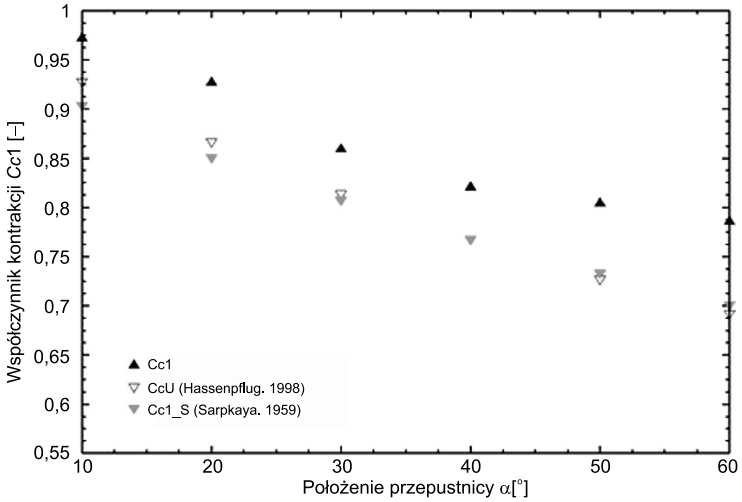
Na podstawie wielkości n i m – wyznaczonych dla każdej prędkości powietrza i każdego położenia przepustnicy – obliczono współczynniki kontrakcji $Cc1$ oraz $Cc2$, co pokazano na rys. 10 i 11. Dla poszczególnych położeń przepustnicy widać minimalne wahania wartości współczynników $Cc1$ i $Cc2$, w zależności od prędkości przepływającego powietrza.



Rys. 10. Współczynnik kontrakcji $Cc1$ dla prędkości powietrza z zakresu od 2 do 10 m/s
Fig. 10. Contraction coefficient $Cc1$ for velocity in a range of 2 to 10 m/s



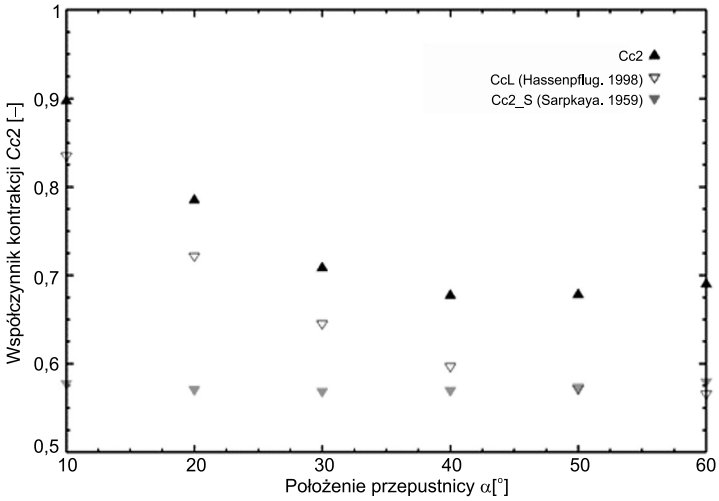
Rys. 11. Współczynnik kontrakcji *Cc*2 dla prędkości powietrza z zakresu od 2 do 10 m/s
Fig. 11. Contraction coefficient *Cc*2 for velocity in a range of 2 to 10 m/s



Rys. 12. Wyznaczony współczynnik kontrakcji *Cc*1 w porównaniu ze współczynnikiem obliczonym przez Hassenpfluga (*CcU*) oraz Sarpkaya (*Cc*1_*S*)
Fig. 12. Contraction coefficient *Cc*1 in comparison with contraction coefficient calculated by Hassenpflug (*CcU*) and Sarpkaya (*Cc*1_*S*)

Różnice między wartościami minimalnymi a maksymalnymi zawierają się w przedziale od 0,26 do 2,1% wartości maksymalnej. Wniosek o niezależności współczynników kontrakcji od prędkości powietrza, jaki można sformułować na tej podstawie, jest zgodny z danymi literaturowymi odnośnie zjawiska kontrakcji strumienia [6, 10, 12, 13]. Pozwala to pozy-

tywnie zweryfikować przeprowadzone obliczenia w sensie jakościowym. Ocena ilościowa obejmowała porównanie wyznaczonych współczynników z danymi opublikowanymi przez Sarpkaye [12, 13] oraz Hassenpfluga [6] (rys. 12 i 13). Dla większości przypadków (97%) maksymalna różnica w odniesieniu do danych literaturowych [6] nie przekroczyła 20%, a odpowiednio dla 89% i 72% punktów nie była większa niż 15% i 10%. Biorąc pod uwagę uproszczenia odnośnie przepływu przyjęte przez Hassenpfluga i Sarpkaye, tj. o przepływie potencjalnym, wyniki symulacji numerycznych uznano za zadowalające, a model za zweryfikowany pozytywnie.



Rys. 13. Wyznaczony współczynnik kontrakcji *Cc*2 w porównaniu ze współczynnikiem obliczonym przez Hassenpfluga (*CcL*) oraz Sarpkaya (*Cc*2_*S*)

Fig. 13. Contraction coefficient *Cc*2 in comparison with contraction coefficient calculated by Hassenpflug (*CcL*) and Sarpkaya (*Cc*2_*S*)

Dalsze prace obejmowały wyznaczanie charakterystyk płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej oraz porównanie wyników otrzymanych z obliczeń numerycznych z wartościami pomierzonymi na stanowisku laboratoryjnym.

Literatura

[1] Bod R., *From Theory to Technology: Rules versus Exemplars*, Paper for the PSA'2004 Workshop on „Applying Science", Austin TX.
[2] Elsner J.W., *Turbulencja przepływów*, PWN, Warszawa 1987.
[3] Federspiel C., *Using the Torque Characteristic of Dampers to Measure Airflow, Part I: Model Development and Validation*, HVAC&R Research 2004, Vol. 10, 53-64.
[4] Federspiel C., *Using the Torque Characteristic of Dampers to Measure Airflow, Part II: Analysis and Testing*, HVAC&R Research 2004, Vol. 10, 65-72.
[5] Fluent User's Guide [on line], www.fluentusers.com/fluent63/doc/ori/html/rn/rel_index.htm

[6] H e s s e n p f l u g W.C., *Free-Streamlines*, Computers Mathematical Application, 1998, Vol. 36, No. 1, 69-129.
[7] K o s o w s k a P., S c h n o t a l e J., *Modelowanie 2D przepływu powietrza w kanale z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową. Wyznaczanie współczynników kontrakcji*, Chłodnictwo & Klimatyzacja, 2008, 12(126), 72-75.
[8] K o s o w s k a P., *Optymalizacja gęstości siatki przy wyznaczaniu współczynnika kontrakcji na podstawie komputerowego modelowani dynamiki przepływu (CFD) powietrza przez przepustnice*, Chłodnictwo & Klimatyzacja, 2009, 1-2(127).
[9] K o s o w s k a P., *Pomiar i regulacja natężenia przepływu powietrza w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych za pomocą przepustnicy o zmodyfikowanym kształcie*, Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2009.
[10] P r a n d t l L., *Dynamika przepływów*, Warszawa 1956.
[11] P r o s n a k W.J., *Równania klasycznej mechaniki płynów*, Warszawa 2006.
[12] S a r p k a y a T., *Oblique Impact of a Bounded Stream on a Plane Lamina*, Journal of Franklin Institute, 1959, Vol. 267, 229-242.
[13] S a r p k a y a T., *Torque and Cavitation Characteristics of Butterfly Valves*, Journal of Applied Mechanics, 1961, Vol. 28, 511-518.
[14] *Ventilation Measurement nad Control. Feasibility Analysis*, California Energy Commision, 2001 (P500-01-029F).
[15] PN-EN ISO 5167-1:2005 Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym. Część 1: Zasady i wymagania ogólne.
[16] PN-EN ISO 5167-2:2005 Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym. Część 2: Kryzy.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

PAULINA KOSOWSKA*

PRZEPŁYW POWIETRZA W KANALE Z PŁASKĄ PRZEPUSTNICĄ JEDNOPŁASZCZYZNOWĄ CZĘŚĆ II: OBLICZENIA NA PODSTAWIE KOMPUTEROWEGO MODELOWANIA DYNAMIKI PRZEPŁYWU POWIETRZA I BADANIA NA STANOWISKU LABORATORYJNYM

AIR FLOW IN A VENTILATION DUCT WITH A PLANE DAMPER PART II: COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS OF AIR FLOW AND TESTS IN THE LABORATORY

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki obliczeń momentu obrotowego powstającego w osi przepustnicy przeprowadzone w oparciu o model numeryczny 2D zjawiska fizycznego polegającego na przepływie powietrza przez przepustnicę jednopłaszczyznową umieszczoną w kanale wentylacyjnym. Wartości obliczone porównano z wynikami pomiarów uzyskanymi na stanowisku laboratoryjnym. Poszukiwano zależności prędkości powietrza od momentu obrotowego oraz kąta położenia przepustnicy. W artykule przedstawiono również możliwości wykorzystania modelu do dalszych prac.

Słowa kluczowe: *przepływ powietrza*, *wentylacja*, *klimatyzacja*, *modelowanie CFD*, *zawór motylowy*

Abstract

The paper presents the calculation results of torque that is formed in damper's axis of rotation, performed based on 2D numerical model of physical phenomena involving the flow of air through the plane damper placed in the ventilation duct. The values calculated were compared with results obtained in laboratory measurements. Air velocity dependence of the torque and angle of damper position was investigated. The paper also presents the possibility of using the model for further work.

Keywords: *air flow*, *ventilation*, *air-conditioning*, *CFD modeling*, *butterfly valve*

* Dr inż. Paulina Kosowska, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

Oznaczenia

D – wymiar kanału (2D) [m],
$\vec{F}$ – siła aerodynamiczna [N],
$\vec{F}_p$ – składowa siły aerodynamicznej kształtowana przez ciśnienie [N],
$\vec{F}_\infty$ – składowa siły aerodynamicznej kształtowana przez lepkość płynu [N],
L – wymiar przepustnicy (2D) [m],
O – środek obrotu przepustnicy,
P – ciśnienie [Pa],
r – długość ramienia na jakim działa siła aerodynamiczna [m],
R^2 – współczynnik determinacji,
v – średnia masowa prędkość powietrza [m/s],
α – położenie przepustnicy [°],
μ – lepkość dynamiczna powietrza [kg/(m·s)],
ρ – gęstość powietrza [kg/m^3],
$\vec{\tau}$ – moment obrotowy [Nm],

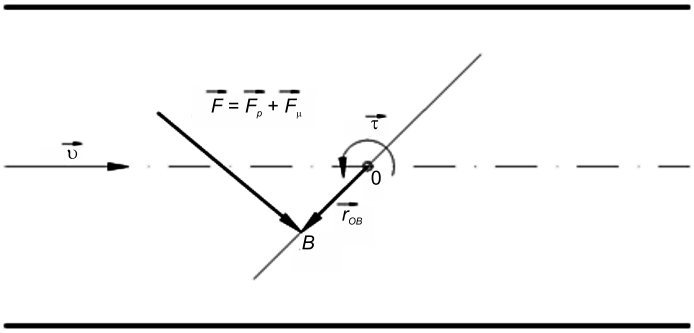
1. Wstęp

Podstawowym zadaniem płaskich przepustnic jednopłaszczyznowych jest regulacja strumienia powietrza przepływającego w instalacji wentylacyjnej lub klimatyzacyjnej w oparciu o pomiar strumienia przepływającego powietrza. W obecnie stosowanych rozwiązaniach sygnał pomiarowy pochodzi z dodatkowego urządzenia umieszczanego przed przepustnica, takiego jak np. zwężka pomiarowa, krzyż pomiarowy lub listwa pomiarowa. Ten dodatkowy element jest źródłem strat ciśnienia, co w przypadku rozległej instalacji wyposażonej w wiele regulatorów przepływu, pociąga za sobą zwiększenie kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych wynikających z zastosowania większych wentylatorów. Istotną sprawą staje się również dokładność pomiaru na takim elemencie, gdzie duży wpływ na pomiar ma niezaburzony profil prędkości wymagający długich odcinków prostoliniowych przed i za elementem pomiarowym, co w przypadku dużych sieci jest bardzo trudne lub wręcz niemożliwe do spełnienia.

Wykorzystanie elementu regulacyjnego do pomiaru strumienia przepływającego powietrza pozwoliłoby wyeliminować istniejące niedogodności. Ogólna koncepcja przepustnicy pomiarowo-regulacyjnej opiera się na zjawisku powstawania momentu obrotowego $\vec{\tau}$ w osi przepustnicy O na wskutek działania sił aerodynamicznych $\vec{F}$ oddziałujących na powierzchnię przepustnicy (rys. 1). Składowe siły aerodynamicznej działającej na powierzchnię przepustnicy zależą od prędkości i właściwości płynu (gęstość, lepkość), kształtu przepustnicy, a także od kąta jej nachylenia oraz lokalizacji środka obrotu. Znalezienie zależności prędkości powietrza w kanale od momentu obrotowego oraz położenia przepustnicy stwarza możliwość wykorzystania sygnału momentu obrotowego do pomiaru natężenia przepływu powietrza.

2. Wyznaczanie momentu obrotowego na podstawie obliczeń numerycznych

Moment obrotowy powstający w osi przepustnicy (rys. 1) liczony był jako suma momentu wynikającego z sił ciśnienia oraz sił lepkości, według formuły (1) [1].



Rys. 1. Moment siły względem osi obrotu przepustnicy
Fig. 1. Moment of force at damper's axis of rotation

$$\underbrace{\vec{\tau}_{OB}}_{\text{moment siły}} = \underbrace{\vec{F}_p \times \vec{r}_{OB}}_{\text{moment siły ciśnienia}} + \underbrace{\vec{F}_\mu \times \vec{r}_{OB}}_{\text{moment siły lepkości}} \tag{1}$$

Człony wzoru (1) wyznaczane są z zależności (2) oraz (3) odpowiednio dla sił kształtowanych przez ciśnienie oraz lepkość:

$$\vec{F}_p = \sum_{i=1}^{m} P_i \cdot A_i \times \overline{n}_{p,i} \tag{2}$$

$$\vec{F}_\mu = \sum_{i=1}^{m} \mu_i \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial n} \right)_i \cdot A_i \times \overline{n}_{\mu,i} \tag{3}$$

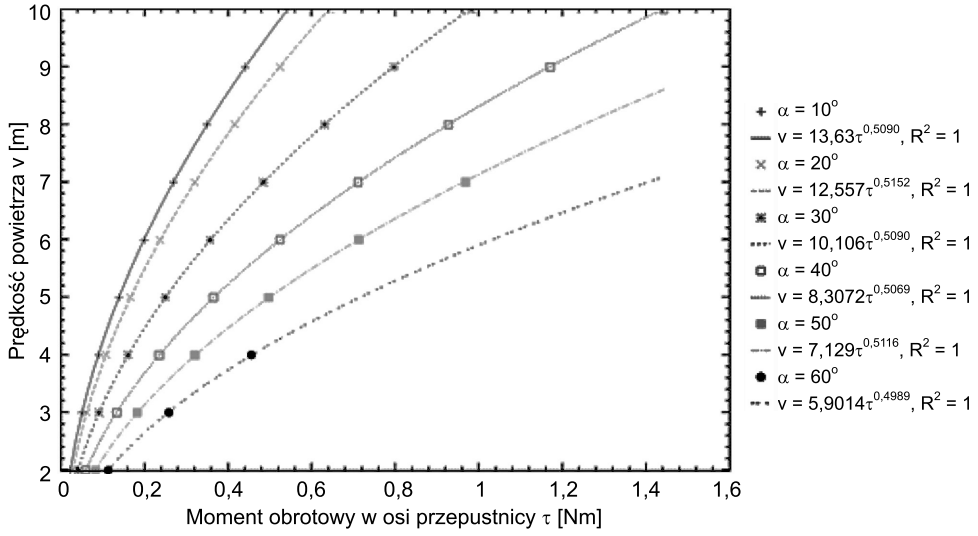
gdzie:

- P_i – ciśnienie całkowite działające na powierzchnię i-tego elementu przylegającą do przepustnicy,
- A_i – powierzchnia i-tego elementu leżącego na przepustnicy (iloczyn długości odcinka na przepustnicy oraz założonej głębokość G przepustnicy w modelowaniu 2D = 1 m),
- $\overline{n}_{p,i}$ – wersor normalny do powierzchni *i*-tego elementu przylegającego do przepustnicy,
- $\overline{n}_{\mu,i}$ – wersor styczny do powierzchni *i*-tego elementu przylegającego do przepustnicy,
- m – ilość elementów na powierzchni przepustnicy,
- μ_i – lepkość dynamiczna obliczona dla powierzchni *i*-tego elementu przylegającego do przepustnicy,

$\left(\frac{\partial v}{\partial n}\right)_i$ – gradient prędkości w kierunku normalnym do powierzchni *i*-tego elementu przylegającej do przepustnicy, na długości równej wysokości elementu.

W tym miejscu należy zwrócić uwagę na to, że w badanym zjawisku, w badanych warunkach (temperatura powietrza = 20°), moment siły stanowiący pochodną sił lepkości był bardzo mały w stosunku do całkowitego momentu, co dobrze ilustruje następujący przykład [2]: w 55 przypadkach na 63 składowa „lepkościowa" momentu stanowiła część mniejsza od promila momentu sumarycznego, a wielkości ekstremalne rzędu 1,4‰ charakterystyczne były dla małych prędkości powietrza i małych kątów α, co dobrze oddaje zagadnienie większej grubości warstwy przyściennej – w stosunku do przepływu powietrza z większymi prędkościami – związanej z szerszym obszarem dominacji sił lepkości. Wpływ prędkości na udział członu „lepkościowego" zauważalny był dla każdego położenia przepustnicy, przy czym im większy kąt α, tym udział ten był mniejszy.

Na podstawie obliczeń przeprowadzonych według wytycznych zawartych w artykule *Przepływ powietrza w kanale z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową. Część I: Model numeryczny 2D* (s. 91-107 w tej publikacji) wykonano wstępną analizę szukanej zależności v (τ, α).Wyniki ilustruje rys. 2, na którym punktami oznaczono wyniki symulacji dla kątów α.



Rys. 2. Zależność prędkości przepływu powietrza v od momentu obrotowego τ powstającego w osi płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej dla różnych kątów α (2D)

Fig. 2. Torque at damper's axis of rotation τ versus air flow velocity v (2D)

Posługując się programem Excel, wyznaczono krzywe przybliżające rozkład punktów uzyskanych z obliczeń numerycznych, a ich równania ujęto w legendzie rys. 2, w której obok wzorów analitycznych krzywych zaznaczono ilościową informację o jakość ich dopasowania określoną za pomocą współczynnika determinacji R^2 według wzoru:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} (\hat{v}_i - \overline{v}_i)^2}{\sum_{i=1}^{n} (v_i - \overline{v})^2} \tag{4}$$

gdzie:

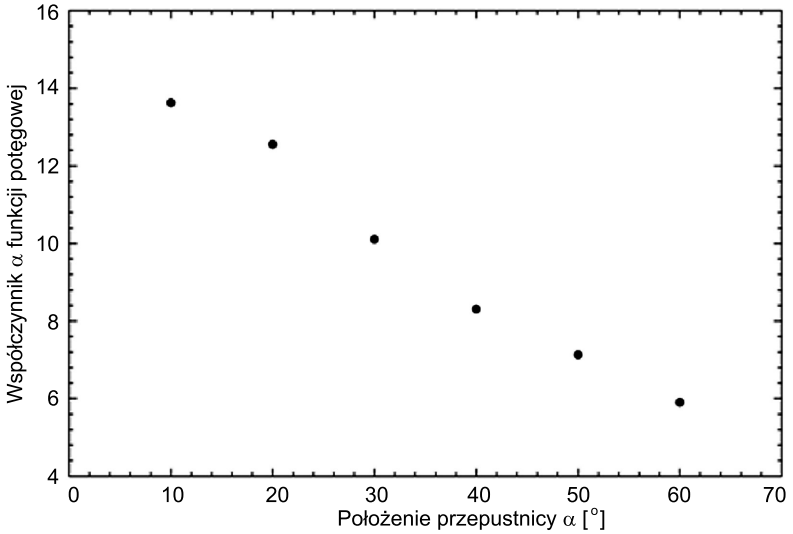
n – ilość punktów pochodzących z symulacji numerycznych,

$\hat{v}_i$ – wartość wyliczona z równania analitycznego przybliżającego rozkład punktów uzyskanych z obliczeń numerycznych,

v_i – wynik symulacji,

$\overline{v}_i$ – średnia arytmetyczna prędkości pochodzących z symulacji.

Jak widać na rys. 2 dla wszystkich kątów α współczynnik determinacji R^2 jest równy jeden, co oznacza, że równanie potęgowe w stu procentach wyjaśnia kształtowanie się zmiennej objaśnianej, jaką w tym przypadku jest prędkość powietrza, w zależności od zmiennej objaśniającej, czyli momentu siły w osi przepustnicy. Wobec powyższego, równanie postaci $v = a\alpha^b$ może służyć jako model opisujący zależność prędkości powietrza v od momentu obrotowego τ powstającego w osi przepustnicy dla danego kąta α. Na rys. 3 i 4 przedstawiono zależności współczynników $a(\alpha)$ i $b(\alpha)$.

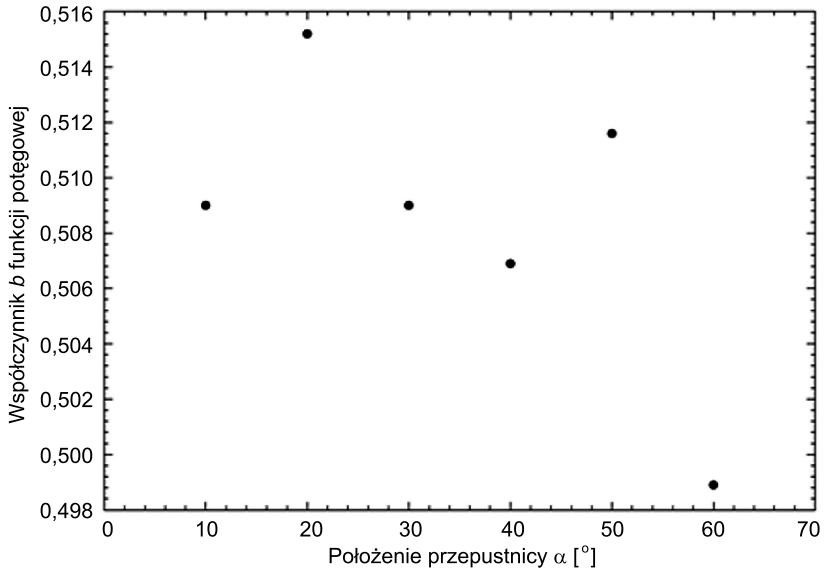


Rys. 3. Współczynnik a funkcji potęgowej $v(\tau) = a\tau^b$ dla różnych kątów α płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej

Fig. 3. Coefficient a in relationship $v(\tau) = a\tau^b$ for different α value of butterfly valve

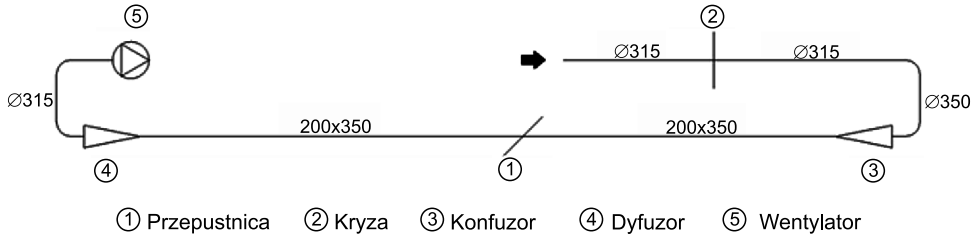
Wartości momentu obrotowego, na podstawie których wyznaczono zależność potęgową $v(\tau) = a\tau^b$, pochodziły z obliczeń numerycznych modelu opisanego w części I. Model ten

został wstępnie zweryfikowany, a do celów walidacji przeprowadzono porównanie z wynikami pomiarów rzeczywistego zjawiska fizycznego. Ostateczna walidacja wyników obliczeń numerycznych została przeprowadzona na stanowisku badawczym w laboratorium Instytutu Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza Politechniki Krakowskiej.



Rys. 4. Wykładnik b funkcji potęgowej $v(\tau) = a\tau^b$ dla różnych katów α płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej

Fig. 4. Exponent b in relationship $v(\tau) = a\tau^b$ for different α value of butterfly valve



Rys. 5. Schemat stanowiska badawczego

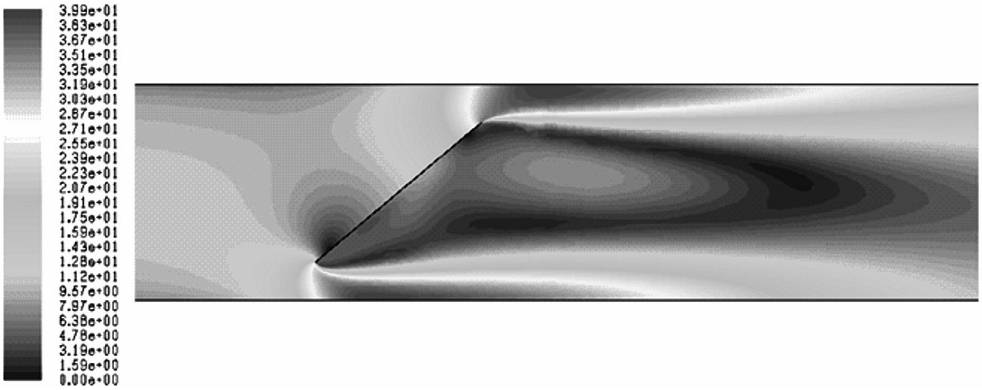
Fig. 5. Test stand scheme

Przed przystąpieniem do budowy stanowiska pomiarowego wykonano obliczenia numeryczne – na modelu wstępnie zweryfikowanym – pozwalające oszacować długości odcinków prostoliniowych instalacji. W pierwszej kolejności zbadano zasięg zakłócenia profilu prędkości, jaki wprowadza płaska przepustnica jednopłaszczyznowa. Znając długości odcinków przed i za przepustnicą, przygotowano schemat stanowiska (rys. 5). Obecność przewodów

okrągłych w instalacji pomiarowej wynika z jednej strony z króćca przyłączeniowego do wentylatora oraz z drugiej, z referencyjnego pomiaru natężenia przepływu, wykonywanego przy pomocy zwężki pomiarowej zgodnie z normą [7, 8]. Długości odcinków prostoliniowych przed (10 m) i za kryzą (3 m) są konsekwencją wymagań określonych w cytowanej normie. Zmiana przekroju kanału z okrągłego na prostokątny zrealizowana została przy pomocy konfuzora o długości 1 metra, a dyfuzor o identycznych wymiarach umożliwił przejście z przekroju prostokątnego na kołowy. Kolejne obliczenia numeryczne pozwoliły określić zasięg zakłóceń wywoływanych przez zaprojektowane w instalacji kształtki. Uwzględniono odpowiednie długości kanałów prostych za układem kolano–konfuzor oraz przed zestawem dyfuzor–kolano.

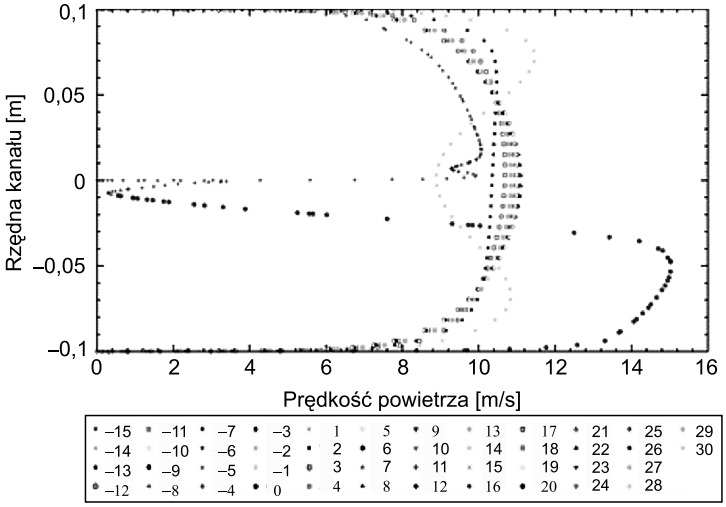
3. Badanie zasięgu zakłócenia profilu prędkości wprowadzanego przez płaska przepustnicę

Rysunek 6 ilustruje zaburzenie pola prędkości w kanale wywołane obecnością płaskiej przepustnicy jednopłaszczyznowej. Ocena zasięgu deformacji profilu prędkości – występującej zarówno za przepustnicą, jak i przed nią (rys. 7) – pozwala zbudować stanowisko badawcze, które eliminuje z pomiarów ewentualne błędy wynikające z omawianego zaburzenia. Analiza zniekształcenia profilu prędkości, wprowadzanego przez przepustnicę, przeprowadzona została dla prędkości maksymalnych we wszystkich badanych położeniach przepustnicy. Do obliczeń zastosowano model opisany w artykule *Przepływ powietrza w kanale z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową. Część I: Model numeryczny 2D* (s. 91-107). Za kryterium oceny stabilizacji przepływu przyjęto ustalenie się stosunku prędkości średniej do prędkości maksymalnej w danym przekroju kanału. Na podstawie wyników obliczeń zilustrowanych na rys. 8, przedstawiającym zmianę $v_{śr}/v_{max}$ poszczególnych położeń przepustnicy na całej długości badanego kanału – wnioskowano o długości odcinków prostych. Przyjęto 3-metrowy odcinek prosty przed przepustnicą oraz 9-metrowy za przepustnicą.



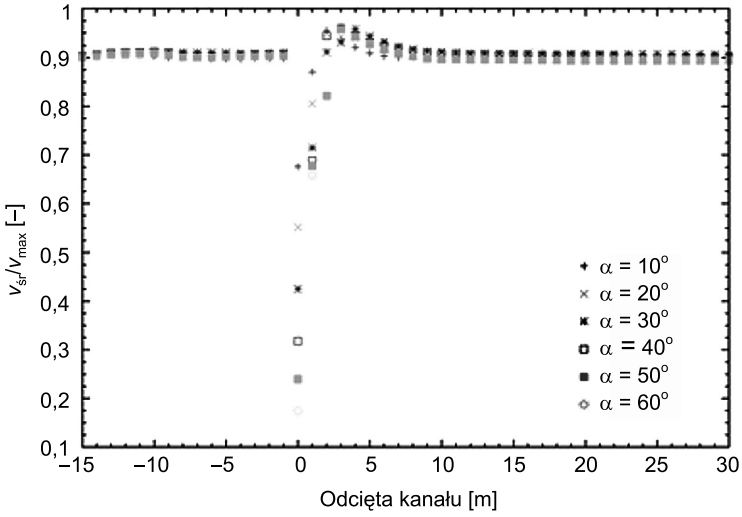
Rys. 6. Pole prędkości w sąsiedztwie płaskiej przepustnicy dla $\alpha = 40°$ i $v = 10$ m/s

Fig. 6. Velocity field in the neighborhood of butterfly valve for $\alpha = 40°$ and $v = 10$ m/s



Rys. 7. Profile prędkości w badanym kanale w przekrojach co 1 metr dla $\alpha = 10°$ i $v = 10$ m/s (*liczby podane w legendzie oznaczają odciętą kanału przepustnicy podaną w metrach*)

Fig. 7. Velocity profile in the duct in cross-section every 1 meter for $\alpha = 10°$ and $v = 10$ m/s (*the numbers in the legend are duct's abscissae in meters*)

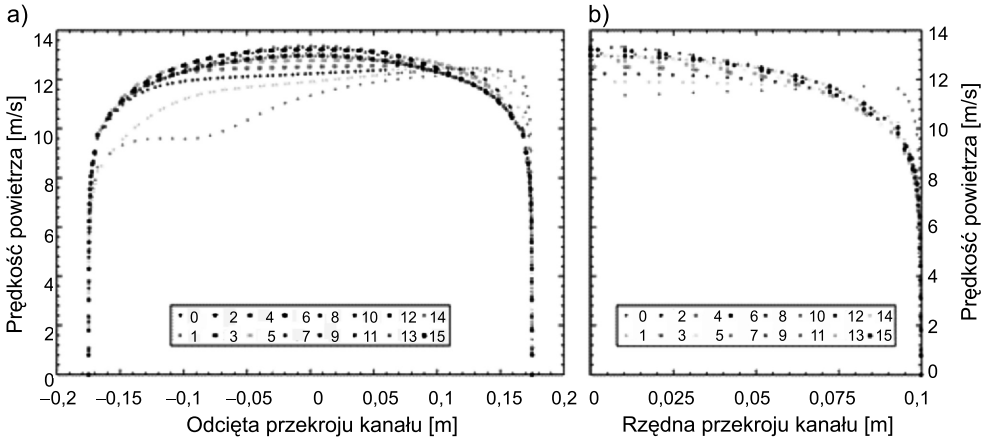


Rys. 8. Zmiana stosunku $v_{śr}/v_{max}$ na długości kanału dla poszczególnych położeń przepustnicy

Fig. 8. Variation of $v_{śr}/v_{max}$ ratio along the duct for different damper position α

4. Analiza deformacji profilu prędkości wynikająca z zaprojektowanych w układzie pomiarowym kształtek

Geometria badanych układów: kolano–konfuzor oraz dyfuzor–kolano wymagała przeprowadzenia symulacji 3D, z możliwością modelowania tylko połowy układu z uwagi na jego symetrię względem płaszczyzny poziomej. Ze względu na identyczne wymiary konfuzora i dyfuzora do wyznaczenia zasięgu deformacji profilu prędkości wykorzystano jedną siatkę w dwóch konfiguracjach obliczeniowych: dla konfuzora wlot zlokalizowano na kanale okrągłym, a dla dyfuzora na kanale prostokątnym. Do obliczeń zastosowano model opisany w artykule *Przepływ powietrza w kanale z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową. Część I: Model numeryczny 2D* (s. 91-107). Warunki brzegowe na wlocie dla układu z konfuzorem pochodziły z obliczeń dla ćwiartki 30-metrowego kanału okrągłego o średnicy 315 mm, przeprowadzonych dla warunku stałego ciśnienia wlotowego rzędu 190 Pa, co odpowiada prędkości w kanale nieco przekraczającej 12 m/s. Analogicznie warunki na wlocie dla układu z dyfuzorem zaczerpnięto z symulacji numerycznych przepływu powietrza w ćwiartce kanału prostokątnego o wymiarach 200 × 350 mm. Wartości zadawane na wlocie do badanych układów pochodziły z połowy długości kanałów prostych.



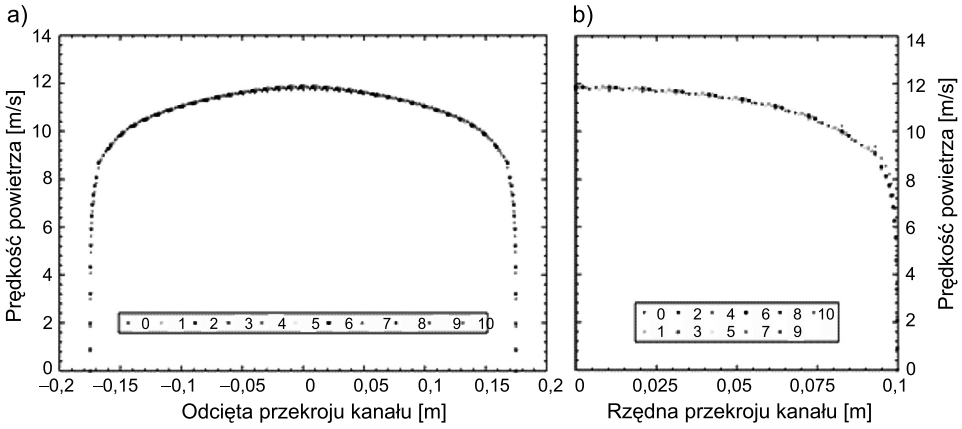
Rys. 9. Profil prędkości powietrza za konfuzorem: wzdłuż osi poziomej przekroju kanału (a), wzdłuż osi pionowej przekroju kanału (b) (*liczby podane w legendzie oznaczają odległość za konfuzorem w metrach*)

Fig. 9. Velocity profile after convergent pipe: along horizontal axis of duct's section (a), along vertical axis of duct's section (b) (*the numbers in the legend are distances from convergent pipe in meters*)

Ocena zasięgu zakłóceń była taka, jak opisana wyżej. Analizowano przekroje za konfuzorem oraz przed dyfuzorem w odległości co 1 metr, biorąc pod uwagę profile prędkości w osi pionowej oraz poziomej przekroju kanału.

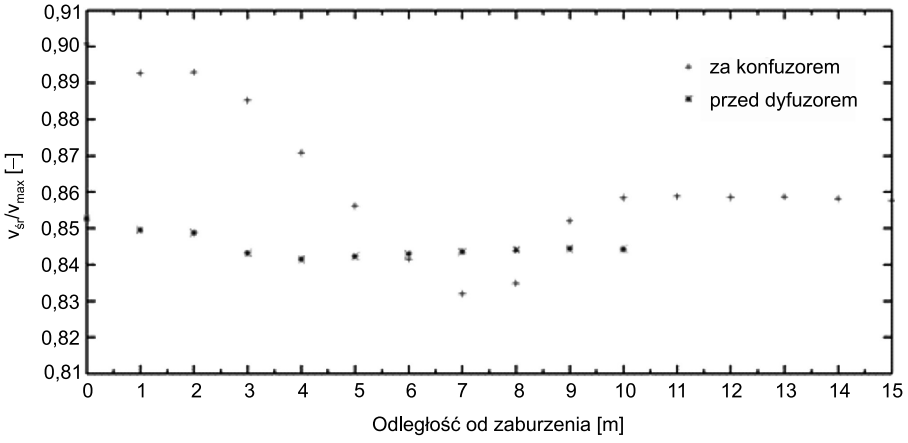
Zaburzenie wsteczne pochodzące od dyfuzora (rys. 10) w porównaniu z tym występującym za konfuzorem (rys. 9) było dużo mniejsze – na rysunku rys. 10(b) widać niewielką deformację profilu prędkości przy ściance kanału. Długości odcinków prostych przed i za

kształtkami określono na podstawie danych z rys. 11. Uznano, że zaburzenie przed dyfuzorem sięga 3 metrów, natomiast za konfuzorem 10 metrów.



Rys. 10. Profil prędkości powietrza przed dyfuzorem: wzdłuż osi poziomej przekroju kanału (a), wzdłuż osi pionowej przekroju kanału (b) (*liczby podane w legendzie oznaczają odległość przed dyfuzorem w metrach*)

Fig. 10. Velocity profile before diffuser: along horizontal axis of duct's section (a), along vertical axis of duct's section (b) (*the numbers in the legend are distances from diffuser in meters*)



Rys. 11. Zmiana stosunku $v_{śr}/v_{max}$ za konfuzorem i przed dyfuzorem

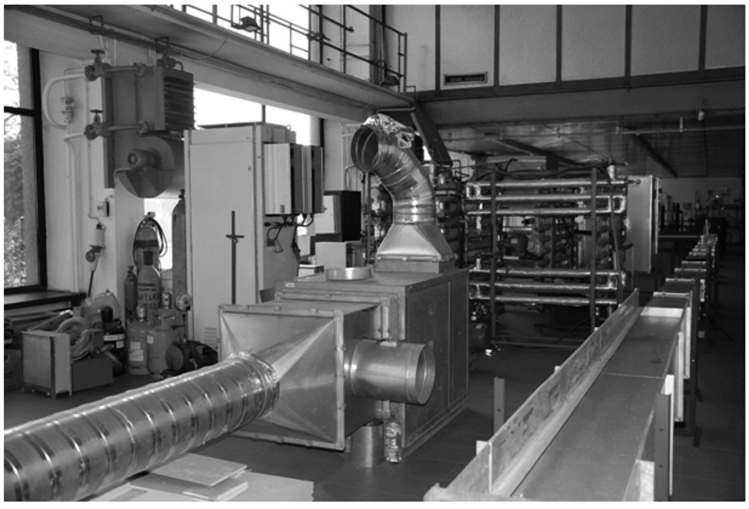
Fig. 11. Variation of $v_{śr}/v_{max}$ ratio before diffuser and after convergent pipe

5. Opis stanowiska badawczego

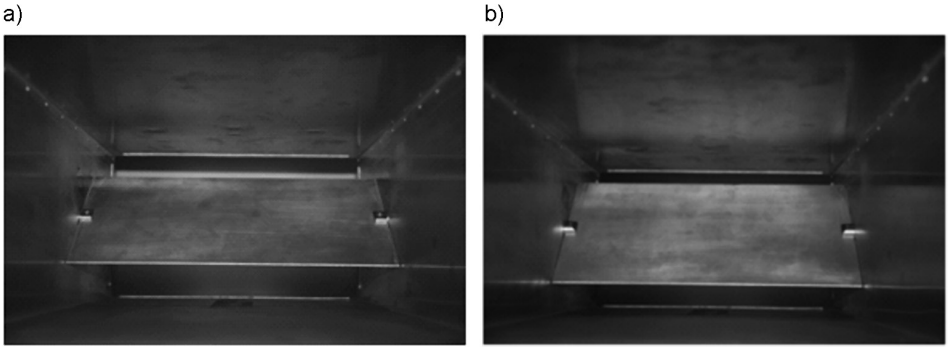
Stanowisko badawcze, którego schemat zamieszczono na rys. 5 składało się z wentylatora wymuszającego przepływ powietrza, 23 metrów kanału okrągłego o średnicy Ø 315 mm,

25 metrów kanału prostokątnego o wymiarach 200 × 350 mm, dyfuzora o długości 1 metr do przejścia z kanału prostokątnego na okrągły, konfuzora o długości 1 metr do przejścia z kanału okrągłego na prostokątny, znormalizowanej kryzy pomiarowej o przewężeniu $\beta = 0{,}7$, skrzynki o wymiarach 200 × 350 mm o długości 0,8 m, w której montowano badaną przepustnicę, przepustnicy o wymiarach 198 × 347 × 2 mm zamontowanej na łożyskach kulowych.

Rys. 12. Stanowisko pomiarowe – fragment z kryzą oraz konfuzorem
Fig. 12. Test stand – fragment with measuring orifice plate and convergent pipe



Rys. 13. Stanowisko pomiarowe – fragment z wentylatorem
Fig. 13. Test stand – fragment with fan

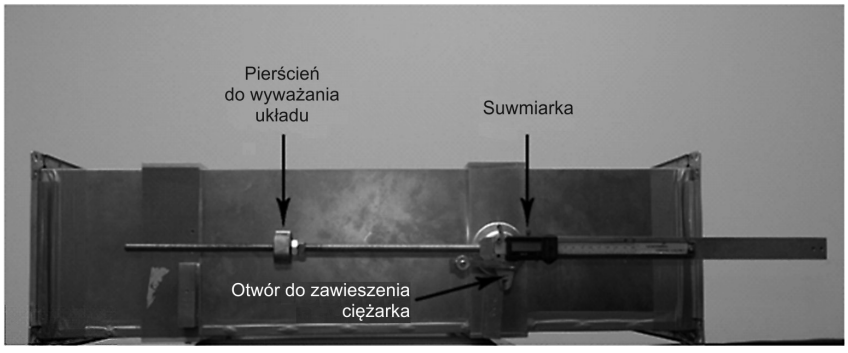


Rys. 14. Płaska przepustnica jednopłaszczyznowa w skrzynce: powierzchnia górna (a), powierzchnia spodnia (b)

Fig. 14. The plane damper in a box: top surface (a), bottom surface (b)

6. Przebieg eksperymentu

Eksperyment polegał na pomiarze momentu obrotowego powstającego w osi przepustnicy. Opracowaną metodę pomiaru oparto na definicji momentu siły, a więc mierzono siłę oraz ramię siły. W celu ułatwienia pomiaru stała była masa ciężarka, a zmianie ulegało ramię. Posłużono się do tego celu specjalnie skonstruowanym ramieniem pomiarowym (rys. 15), które montowane było na pręcie o przekroju kwadratowym, stanowiącym przedłużenie osi przepustnicy. Na części o przekroju prostokątnym ramienia pomiarowego zamontowano suwmiarkę elektroniczną w taki sposób, aby zero suwmiarki pokrywało się ze środkiem obrotu przepustnicy. Druga część ramienia wykonana została z pręta gwintowanego, na którym umieszczono nagwintowany pierścień do wyważania układu wraz z dwiema nakrętkami kontrującymi. Na suwmiarce zastosowano przeciwwagę do równoważenia masy jej ruchomej części. W środku ciężkości tego podukładu, służącego do pomiaru długości ramienia, wywiercono otwór, na którym zawieszano ciężarek.



Rys. 15. Układ pomiarowy

Fig. 15. Measuring system

Część nasadcza ramienia pomiarowego skonstruowana była w sposób pozwalający na ustawianie kątów w badanym zakresie, tzn. nie mierzono kąta położenia przepustnicy, ale dzięki pierścieniowi z przygotowanym pod pręt kwadratowy pozycjonowaniem nasadzano ramię w położeniu poziomym na ustawioną pod odpowiednim kątem oś przepustnicy. Przy pomocy falownika wentylatora ustawiano przepływ w badanym zakresie i kontrolowano go przy użyciu kryzy pomiarowej.

Wykonano pomiar ośmiu wartości momentu obrotowego. Dla każdego z punktów przeprowadzono serie pomiarowe składające się z 8 pomiarów.

7. Dyskusja otrzymanych wyników

W każdym przypadku wartości otrzymane z symulacji były większe od wartości pomierzonych. Jest to spowodowane tym, że w obliczeniach numerycznych nie uwzględniono oporu łożysk, a także faktem, że przepustnica na stanowisku pomiarowym miała wysokość L o 2 mm mniejszą, niż ta w modelu numerycznym. Ponadto wartości pochodzące z obliczeń numerycznych, wykonane dla przypadku 2D, nie uwzględniają oddziaływania ścianek bocznych kanału.

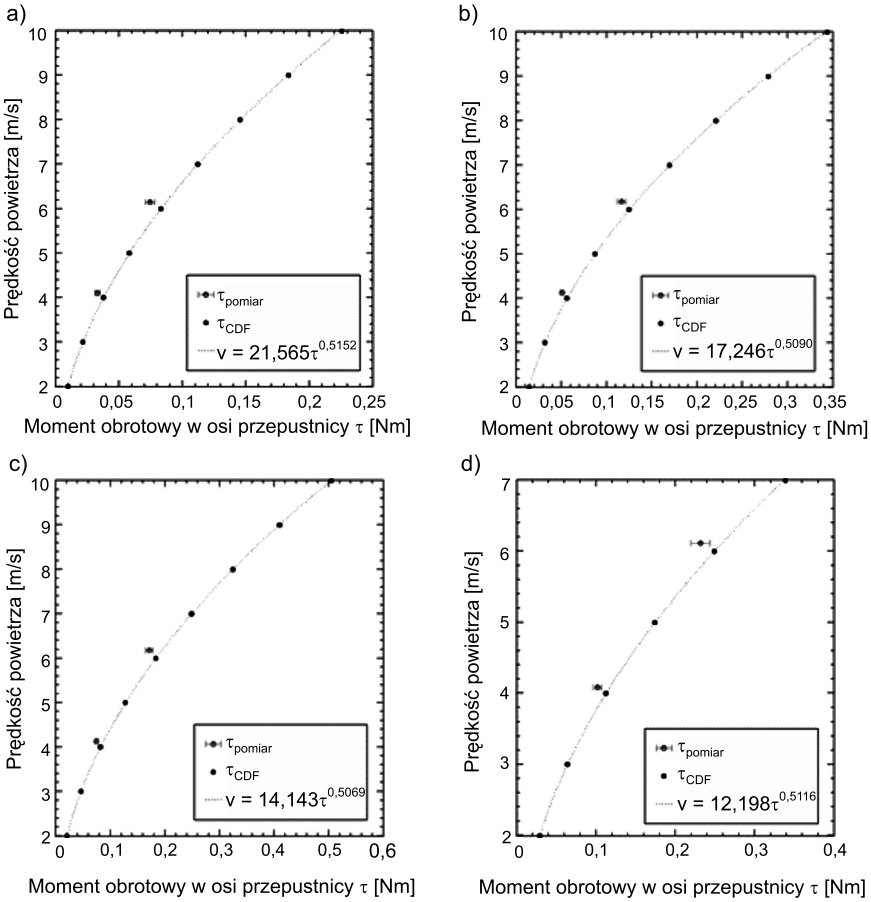
Tabela 1

Wyniki pomiarów τ_p oraz obliczeń τ_{CFD} momentu obrotowego w osi przepustnicy płaskiej, ich różnice procentowe $\delta\tau$ oraz całkowite niepewności względne wyników pomiarów $\delta\tau_p$

α [°]	v [m/s]	τ_{CFD} [Nm]	τ_p [Nm]	$\delta\tau$ [%]	$\delta\tau_p$ [%]
20	4,10	0,0397834	0,0331575	–19,98	5,23
	6,14	0,0874186	0,0745273	–17,30	5,11
30	4,12	0,0590674	0,0509315	–15,97	4,07
	6,17	0,1310248	0,1168610	–12,12	4,22
40	4,12	0,0872493	0,0750285	–16,29	4,13
	6,17	0,1942070	0,1716866	–13,12	4,02
50	4,08	0,1241233	0,1021715	–21,49	5,10
	6,11	0,2755903	0,2318714	–18,85	5,29

Nie bez znaczenia jest również założenie o zerowej grubości przepustnicy w modelu numerycznym. Przepustnica skonstruowana do badan była przepustnica ostrokrawędziową o grubości 2 mm, co w świetle badań [3–5] wydawało się optymalną propozycją.

Całkowite niepewności względne wyników pomiarów $\delta\tau_p$ są większe dla skrajnych katów otwarcia przepustnicy. Tłumaczyć to można tym, że dla małych kątów α opór łożysk stanowi większe zakłócenie słabego sygnału oraz tym, że dla dużych kątów α utrzymanie ramienia pomiarowego w pozycji poziomej było bardziej wymagające ze względu na powstające turbulencje. Obydwa wymienione zjawiska wpłynęły na zwiększenie niepewności pomiaru poprzez wzrost niepewności przypadkowej wynikający z większego rozrzutu mierzonego ramienia siły.



Rys. 16. Graficzna ilustracja wyników pomiarów dla α = 20°(a), α = 30°(b), α = 40°(c), α = 50°(d)

Fig. 16. Graphic illustration of measurement results for α = 20°(a), α = 30°(b), α = 40°(c), α = 50°(d)

Duża różnica procentowa $\delta\tau$ pomiędzy wynikami pomiarów a wynikami obliczeń w przypadku małych kątów α jest spowodowana wspomnianym już wcześniej faktem większego wpływu oporu łożysk jako zakłócenia słabego sygnału.

Ostatecznie uznano, że wyniki pomiarów mogą stanowić o pozytywnej walidacji modelu numerycznego.

8. Wnioski

Wstępne badania płaskiej przepustnicy pokazały, że istnieje jednoznaczna zależność pomiędzy kątem położenia przepustnicy, momentem obrotowym powstającym w osi przepustnicy oraz prędkością przepływu powietrza w kanale.

Pierwsze symulacje numeryczne przeprowadzone dla płaskiej przepustnicy wykazały, że moment obrotowy powstający w osi może być zbyt słaby – w stosunku do oporu łożysk – dla małych kątów otwarcia przepustnicy i małych prędkości przepływu powietrza. Obserwacje te są zgodne z podobnymi badaniami zrealizowanymi w 2001roku w Stanach Zjednoczonych [6]. Analiza zmiennych wpływających na wartość siły aerodynamicznej pokazuje, że dla konkretnego płynu o określonej gęstości i lepkości pozostają dwie zmienne nie ujęte w poszukiwanej zależności $v = f(\tau, \alpha)$, tj. lokalizacja osi obrotu przepustnicy oraz kształt powierzchni przepustnicy, i to one mogą posłużyć do zwiększenia wartości momentu obrotowego powstającego w osi przepustnicy.

Przesunięcie osi obrotu jest rozwiązaniem prostszym do zbadania, jednak nie daje się zastosować w przypadku przepustnic okrągłych. Co więcej, po wykonaniu serii badań okazało się, że przesuniecie osi przepustnicy o 3 centymetry powoduje dwukrotne wzmocnienie sygnału w obszarze małych kątów α, ale aż 6-krotne dla kątów α bliskich całkowitemu zamknięciu, które tego nie wymagają [2]. Skutkuje to niekorzystnym poszerzeniem zakresu pomiarowego. Z uwagi na to oraz na wspomniany brak aplikacyjności dla przewodów okrągłych, dalsze prace zostały ukierunkowane na poszukiwanie takiego kształtu przepustnicy, który pozwoliłby na równomierne wzmocnienie momentu obrotowego dla całego zakresu kątów α oraz prędkości v przy równoczesnej minimalizacji oporów przepływu.

Literatura

[1] Fluent User's Guide [on line], www.fluentusers.com/fluent63/doc/ori/html/rn/rel_index.htm

[2] Kosowska P., *Pomiar i regulacja natężenia przepływu powietrza w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych za pomocą przepustnicy o zmodyfikowanym kształcie*, Rozprawa doktorska, Kraków 2009.

[3] Wojtkowiak J., Oleskowicz-Popiel C., *Wpływ grubości tarczy przepustnicy jednopłaszczyznowej na jej charakterystykę przepływową (cz. I)*, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, Nr 9/2003, 27-28.

[4] Wojtkowiak J., Oleskowicz-Popiel C., *Wpływ grubości tarczy przepustnicy jednopłaszczyznowej na jej charakterystykę przepływowa (cz. II)*, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, Nr 10/2003, 24-26.

[5] Wojtkowiak J., Oleskowicz-Popiel C., *Wpływ promienia zaokrąglenia krawędzi tarczy przepustnicy jednopłaszczyznowej na jej charakterystykę przepływową*, Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja, Nr 3/2004, 3-5.

[6] *Ventilation Measurement and Control. Feasibility Analysis*, California Energy Commision, 2001 (P500-01-029F).

[7] PN-EN ISO 5167-1:2005 Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym. Cześć 1: Zasady i wymagania ogólne.

[8] PN-EN ISO 5167-2:2005 Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym. Cześć 2: Kryzy.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

MAREK PRYMON, JACEK SCHNOTALE*

ZMNIEJSZENIE OBCIĄŻENIA CHŁODNICZEGO W SYSTEMIE KLIMATYZACJI Z AKUMULACJĄ ZIMNA

LOWERING AIR CONDITIONING REFRIGERATION LOAD BY IMPLEMENTATION OF HEAT STORAGE

Streszczenie

Wykorzystanie systemu wentylacji nocnej w połączeniu z akumulacją energii w materiałach zmieniających stan skupienia (Phase Change Materials – PCM) może przyczynić się do znacznego obniżenia zapotrzebowania chłodu w budynkach. W artykule przedstawiono wyniki badań teoretycznych oraz doświadczalnych gęstożebrowanego stropu wentylowanego z betonu zmodyfikowanego domieszką PCM w postaci mikrogranulek. Obniżenia temperatury w okresie nocnym mogą zostać wykorzystane do rozładowania zasobnika energii, który następnie w czasie użytkowania pomieszczenia posłuży do akumulacji zysków ciepła występujących w pomieszczeniach. W artykule zaprezentowano wyniki symulacji numerycznych wykonanych w oparciu o własności cieplne zmodyfikowanych materiałów budowlanych otrzymane doświadczalnie.

Słowa kluczowe: *akumulacja energii*, *PCM*, *klimatyzacja*, *chłodnictwo*

Abstract

Thermal energy storage based on Phase Change Materials (PCM) combined with night ventilation is considered for lowering the refrigeration load of residential and office buildings. Since the low temperature air is available in the night time but the heat loads appears during day it is necessary to use the energy storage. Simple night ventilation system offers limited capacity resulting from relatively low heat capacity and limited heat transfer area compare to required energy storage capacity. To overcome these limits building elements are modify by embedding micro-encapsulated PCM to use them as energy reservoirs with increased heat capacity. In the paper results of theoretical study based on Computer Fluid Dynamics (CFD) and measurements data of such air conditioning are presented. The impact of these system on air conditioning refrigeration load are presented for a typical office space building.

Keywords: *thermal energy storage*, *PCM*, *ventilation*, *refrigeration*

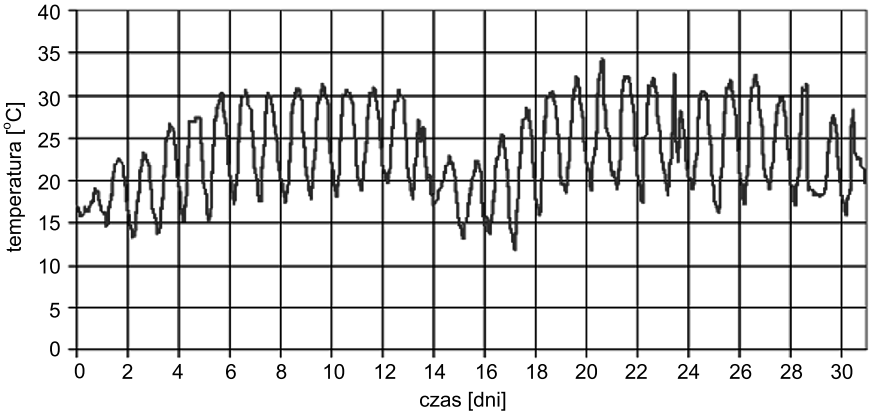
* Dr inż. Marek Prymon, prof. dr inż. Jacek Schnotale, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Zużycie energii przez systemy klimatyzacyjne ma znaczący wpływ na całkowite koszty użytkowania budynków biurowych oraz mieszkalnych w okresie letnim. Biorąc pod uwagę fakt, że większość energii elektrycznej wytwarzana jest na świecie w oparciu o spalanie paliw kopalnych, z czego około 37% stanowi węgiel, klimatyzacja budynków ma również wpływ na globalną emisję CO_2. Z wymienionych powyżej powodów coraz częściej w systemach klimatyzacji stosowane są techniki pozwalające wykorzystywać naturalne źródła chłodu. Jedną efektywnych metod jest wykorzystanie dobowych wahań temperatury powietrza atmosferycznego czyli tzw. wentylacja nocna. Temperatura powietrza powietrza zewnętrznego w okresie letnim w klimacie umiarkowanym praktycznie zawsze spada poniżej temperatury komfortu pożądanej w pomieszczeniach w okresie ciepłych dni. Przekładowe wyniki pomiarów temperatury powietrza atmosferycznego w Krakowie z lipca 2007 zaprezentowano na wykresie (rys. 1). Ze względu na dostępność chłodu w czasie nocy i jego zapotrzebowanie w czasie dnia konieczne jest zastosowanie akumulacji energii. Skuteczność systemów chłodzenia pomieszczeń opartych o materiały konstrukcyjne zmodyfikowane PCM była analizowana przez Takeda, Nagano, Mochida, Nakamura [2] and Schossig, Henning, Haussman, Raicu [1]. W zaproponowanym systemie strop wentylowany działa jak regeneracyjny wymiennik ciepła. Zyski ciepła w okresie dziennym są akumulowane w zmodyfikowanych PCM pustakach stropowych. W czasie nocy zakumulowana energia jest rozładowywana przez cyrkulujące w kanałach stropowych chłodne powietrze zewnętrzne. System ten pozwala uniknąć większości problemów ograniczających wydajność prostej wentylacji nocnej. Podstawowe ograniczenia wentylacji nocnej jako metody zmniejszania obciążenia cieplnego budynków, wpływające na jaj małą efektywność usuwania zysków ciepła wynikają z faktu, że przestrzeń użytkowa budynku ze względu na jej geometrię oraz małą pojemność cieplną przegród budowlanych nie stanowi dobrego wymiennika ciepła. W efekcie przez pomieszczenia przetłaczany jest duży strumień powietrza chłodnego lecz ze względu na relatywnie mała pojemność cieplną przegród i szybki spadek ich temperatury trudno jest zakumulować w nich odpowiednio dużą porcję energii. Ponadto mała prędkość powietrza w okolicy ścian wpływa na małe wartości współczynnika przejmowania ciepła, co przy krótkim (kilkugodzinnym) czasie kiedy temperatura powietrza zewnętrznego jest niższa od temperatury komfortu dodatkowo ogranicza energię możliwą do zakumulowania i usunięcia. Problemy te można zauważyć w wielu prezentowanych rozwiązaniach systemów klimatyzacji opartych na wykorzystaniu chłodu powietrza zewnętrznego w połączeniu z akumulacją energii.

Dzięki relatywnie dużej prędkości powietrza w kanałach stropu możliwe osiągnięcie znacznie wyższych wartości współczynników przejmowania ciepła, co w połączeniu ze względnie dużą łączną powierzchnią wymiany ciepła daje znacznie lepsze warunki wymiany ciepła. Zastosowanie w proponowanym systemie materiałów zmieniających stan skupienia poza kilkukrotnym zwiększeniem pojemności cieplnej zapewnia niemal izotermiczne rozładowanie oraz załadowanie zasobnika ciepła (którym jest tutaj strop). Ponadto system nie wymaga intensywnej wentylacji w okresie nocy całej przestrzeni pomieszczeń. Powietrze wewnętrzne transportowane jest tylko przez kanały stropowe.

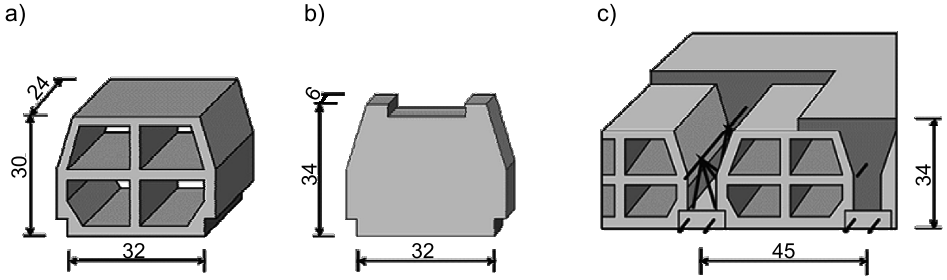
W artykule przedstawiono teoretyczną analizę działania systemu chłodzenia pomieszczeń opartego na wentylowanym stropie i wykorzystaniu dobowych wahań temperatury powietrza zewnętrznego.



Rys. 1. Temperatura powietrza zewnętrznego w Krakowie – Lipiec 2007
Fig. 1. Ambient temperature measured in Krakow – July 2007

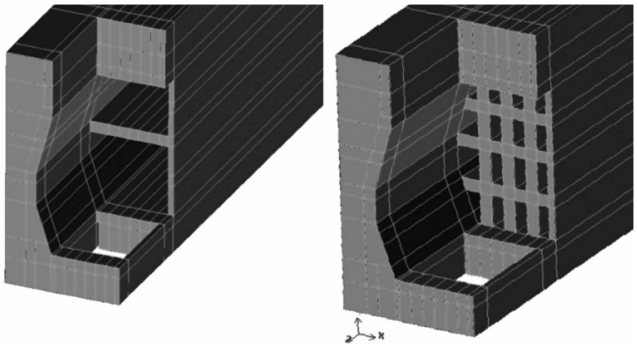
2. Opis systemu

Jako akumulacyjny wymiennik ciepła wykorzystano typowy strop Teriva (rys. 2), którego pustaki zostały zmodyfikowane zarówno pod względem pojemności cieplnej, jak i geometrii wewnętrznych kanałów. Nie zmieniono jednak kształtu zewnętrznego pustaka.

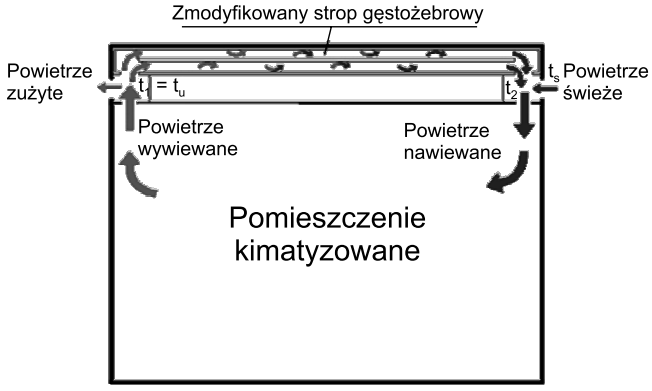


Rys. 2. Strop wykorzystany do budowy systemu
Fig. 2. Structural ceiling

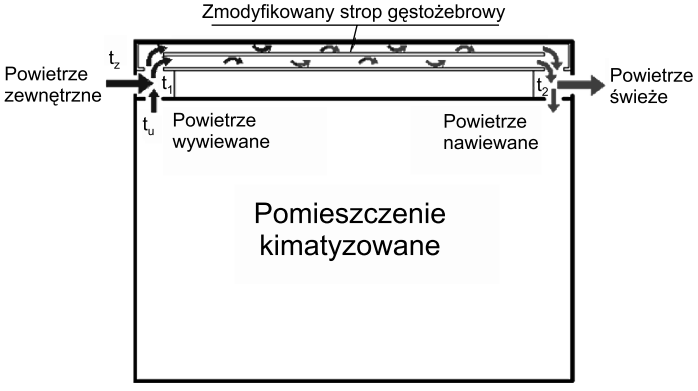
W tym przypadku strop działa jak regeneracyjny wymiennik ciepła. Do przeprowadzenia symulacji systemu założono, że w pomieszczeniu działa dodatkowe urządzenie klimatyzacyjne, które utrzymuje temperaturę powietrza na stałym poziomie. Podczas nocy chłodne powietrze zewnętrzne przetłaczane jest przez kanały stropowe przez układ wentylacyjny ochładzając beton oraz zestalając zawarty w nim kompozyt zmieniający stan skupienia PCM (rys. 5). W godzinach dziennych podczas użytkowania pomieszczenia powietrze z pomieszczenia jest przetłaczane przez kanały stropowe (rys. 4). W ten sposób zyski ciepła są akumulowane w materiale stropu. W celu umożliwienia regulacji wydajności systemu i tym samym zachowania warunków komfortu cieplnego w pomieszczeniu założono, że układ regulacji



Rys. 3. Typowa i zmodyfikowana geometria pustaków stropowych
Fig. 3. Standard and modified geometry of ceiling tiles



Rys. 4. Schemat działania systemu – pora dzienna
Fig. 4. System operation – day mode



Rys. 5. Schemat działania systemu – pora nocna
Fig. 5. System operation – night mode

kontroluje strumień przetłaczanego powietrza poprzez zmianę prędkości obrotowej wentylatorów. Ze względu na przyjęty sposób regulacji oraz ograniczoną pojemność cieplną stropu wentylowanego założono również ograniczenie w postaci maksymalnego strumienia powietrza. Przeprowadzono analizę dwóch modyfikacji stropu Teriva w stosunku do typowego jego rozwiązania. W pierwszym przypadku zmodyfikowano geometrię kanałów wewnątrz stropu przez dodanie dodatkowych przegród.

Symulacja została przeprowadzona dla wszystkich wymienionych powyżej kombinacji przypadków: A – strop o standardowej geometrii wykonany z niemodyfikowanego betonu, B – strop o standardowej geometrii wykonany ze zmodyfikowanego betonu, C – strop o zmodyfikowanej geometrii wykonany z niezmodyfikowanego betonu, D – strop o zmodyfikowanej geometrii wykonany ze zmodyfikowanego betonu. Rozpatrzono również kilka trybów pracy.

3. Modelowanie

Efektywność oraz wydajność opracowanego systemu przeanalizowano wykorzystując symulację numeryczną. Ze względu na nieliniowe własności cieplne materiału, z którego zostały wykonane pustaki do symulacji procesu wymiany ciepła oraz przepływu powietrza w kanałach stropowych wykorzystano symulację CFD. Celem symulacji nie było jednak dokładne poznanie profilu prędkości oraz temperatury w kanałach stropowych oraz pomieszczeniu. W celu uniknięcia dużego kosztu obliczeniowego związanego z symulację CFD całego pomieszczenia obliczenia CFD zostały wykorzystane jedynie do symulacji przepływu powietrza oraz wymiany ciepła w symetrycznym, powtarzalnym elemencie kanału stropowego. Dodatkowo ze względu na symetrię pola temperatury oraz prędkości przedmiotem modelowania CFD była połowa pojedynczego kanału. Pozostała część modelu została sprowadzona do obliczeń funkcji zysków ciepła w pomieszczeniu o stałej temperaturze powietrza.

Własności cieplne zmodyfikowanych materiałów budowlanych zostały wyznaczone jako funkcje temperatury metodą wykorzystującą rozwiązanie zagadnienia odwrotnego z algorytmem ewolucyjnym jako procedurą optymalizacyjną. Funkcje te dla ciepła właściwego oraz współczynnika przewodzenia ciepła przedstawiono na rysunkach 6 i 7.

Skuteczność zmniejszenia obciążenia chłodniczego pomieszczeń była symulowana dla upalnego letniego dnia dla strefy klimatycznej II w Polsce (rys. 8).

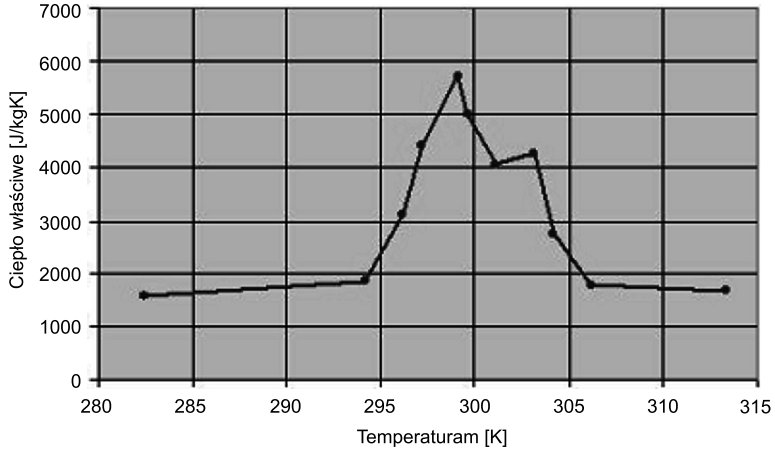
Model numeryczny stropu przedstawiony schematycznie na rysunku 9 został sprzężony z procedurą wyznaczającą chwilowe, zmienne w czasie wartości warunków brzegowych w postaci temperatury powietrza zewnętrznego oraz obliczającej prędkość średnią powietrza w kanale stropowym w zależności od pory dnia w celu chwilowego zrównoważenia zysków ciepła. Prędkość powietrza w kanale wyliczana jest z zależności (1):

$$w = \frac{\dot{Q}}{(24 \cdot S_w \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\text{pom}} - T_{\text{naw}}^{k-1}))} \tag{1}$$

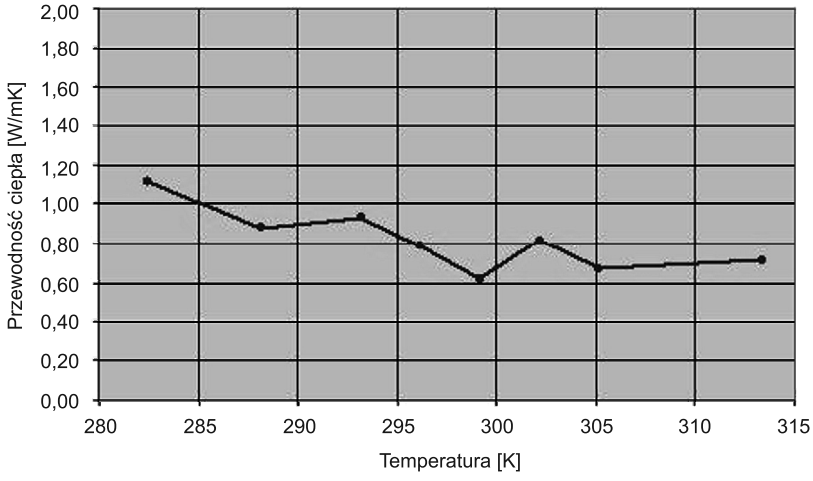
gdzie:

Q – chwilowa wartość zysków ciepła [W],
S – cross section of ceiling ducts [m^2],

c_p – ciepło właściwe [J/kg K],
r – gęstość [kg/m^3],
T_{pom} – temperatura powietrza w pomieszczeniu [K],
T_{naw} – temperatura powietrza nawiewanego [K],
k–1 – poprzedni krok czasowy.



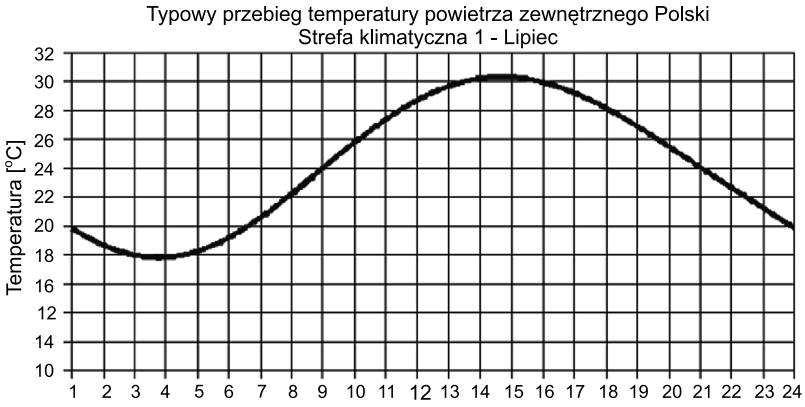
Rys. 6. Ciepło właściwe
Fig. 6. Specific heat



Rys. 7. Przewodność cieplna
Fig. 7. Thermal conductivity

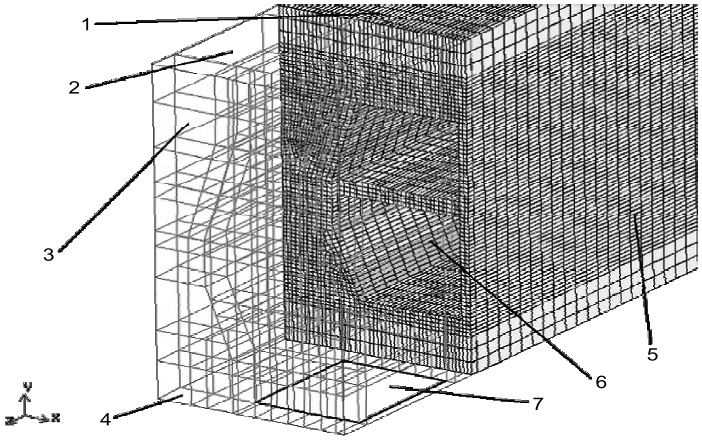
W obliczeniach zastosowano model turbulencji *k*-epsilon z wykorzystaniem procedury Standard Wall Function Chung (2002). Pozwala to zredukować ilość elementów siatki dyskretyzującej przestrzeń w porównaniu do dokładnego rozwiązania warstwy przyściennej

co znacznie przyspiesza obliczenia w stanie nieustalonym. Symulację przeprowadzono dla jednej doby podczas której temperatura powietrza atmosferycznego miała przebieg przedstawiony na wykresie (rys. 8). Warunek początkowy zakładał, że temperatura całej rozpatrywanej przestrzeni wynosiła 20°C. Następnie prowadzone były obliczenia kolejnych dobowych okresów o tym samym przebiegu temperatury powietrza atmosferycznego odpowiadającemu upalnemu dniu w strefie klimatycznej II dla Polski. Po około 5 dobach różnice pomiędzy wynikami uzyskanymi w aktualnej i poprzedniej dobie można było uznać za nieistotne.



Rys. 8. Temperatura powietrza atmosferycznego w Polsce dla ciepłego letniego dnia

Fig. 8. Ambient temperature – summer day for southern Poland

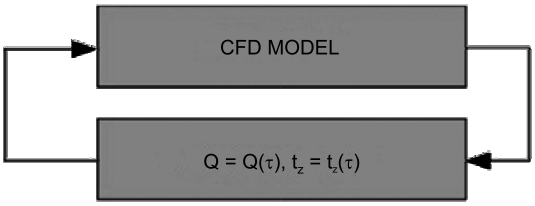


Rys. 9. Schemat fragmentu siatki obliczeniowej z oznaczonymi warunkami brzegowymi

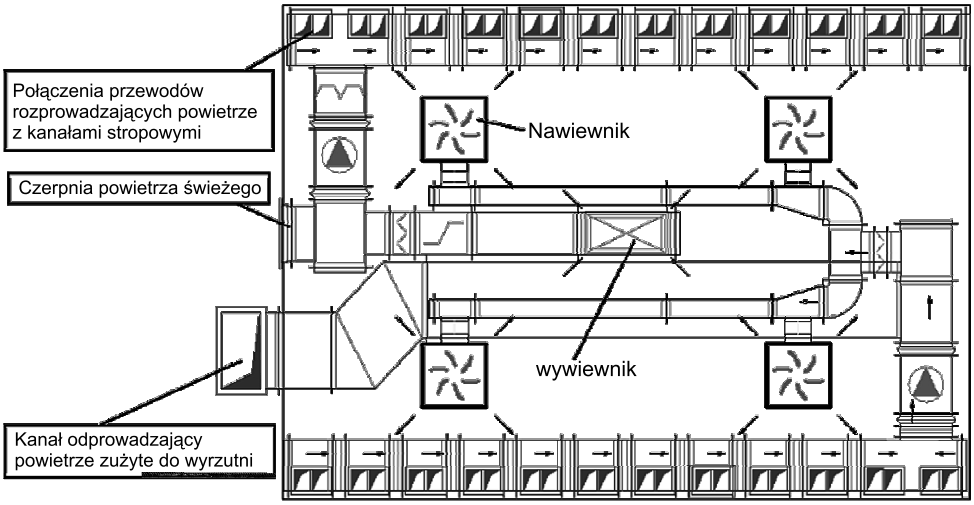
Fig. 9. Meshed model and boundary conditions

Założono następujące warunki brzegowe (rys. 9): 1 – podłoga w pomieszczeniu powyżej pomieszczenia analizowanego – współczynnik przejmowania ciepła h = 6 W/m^{2}K, wartości temperatury równa wartości temperatury w rozpatrywanym pomieszczeniu; 2, 3 – powierzchnia adiabatyczna, 4 – współczynnik przejmowania ciepła h = 6,8 W/m^{2}K, wartości

temperatury równa wartości temperatury w rozpatrywanym pomieszczeniu; 5 – powierzchnia adiabatyczna, 6 – CFD model, 7 – prędkość powietrza na wlocie do kanału stropowego (wyliczana z zależności (1)) oraz wartość temperatury równa wartości temperatury w pomieszczeniu (w porze dziennej) lub wartości temperatury powietrza atmosferycznego (w porze nocnej).



Rys. 10. Schemat procedury obliczeniowej
Fig. 10. Computation procedure loop



Rys. 11. Schemat instalacji rozprowadzenia powietrza w systemie wentylowanego stropu akumulacyjnego
Fig. 11. Air duct system

Całkowita efektywność systemu została wyznaczona jako stosunek ciepła usuniętego w czasie doby z pomieszczenia przez system do energii elektrycznej koniecznej do pracy wentylatorów w tym czasie.

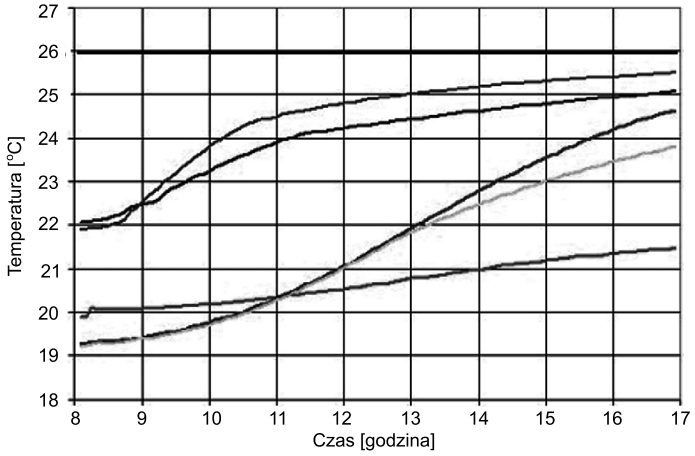
W celu obliczenia energii zużytej przez wentylatory zaprojektowano system kanałów rozprowadzających powietrze wraz z filtrami, czerpniami, wyrzutniami, przepustnicami i koniecznym wyposażeniem (rys. 11) Dla tak zaprojektowanego układu określono chwilowy spadek ciśnienia co przy wiadomym chwilowym strumieniu powietrza przepływającego przez układ pozwoliło na oszacowanie energii zużytej do napędu wentylatorów.

4. Wyniki obliczeń

Symulacja została wykonana dla typowego pomieszczenia biurowego o wymiarach A × B × H= 5,5 × 4,0 × 3,50 [m]. Ze względu na ilościową regulację wydajności cieplnej systemu konieczne było zastosowanie ograniczeń maksymalnego strumienia powietrza przetłaczanego przez kanały stropowe. Ograniczenia te zostały dobrane tak, aby nie przekroczyć, przy dobranym typie nawiewników wirowych w strefie przebywania ludzi prędkości powietrza zapewniającej warunki komfortu cieplnego dla pomieszczenia biurowego. Wartość ta wyniosła 3000 m^3/h. Duży strumień powietrza poza prędkością powietrza w strefie przebywania ludzi ma również niekorzystny wpływ na zużycie energii przez wentylatory ze względu na większe opory przepływu. Dlatego też obliczenia przeprowadzono dla strumieni maksymalnych 1500 m^3/h oraz 3000 m^3/h. W porze nocnej powietrze było transportowane przez kanały stropowe ze stałym strumieniem 550 m^3/h do chwili, gdy różnica pomiędzy temperaturą powietrza wpływającego do stropu oraz temperaturą powietrza opuszczającego strop była większa bądź równa 1K. Całkowite dzienne zyski ciepła oszacowane dla rozpatrywanego pomieszczenia biurowego z dwoma stanowiskami pracy oraz oknem skierowanym na południe wyniosły 18,8 kWh.

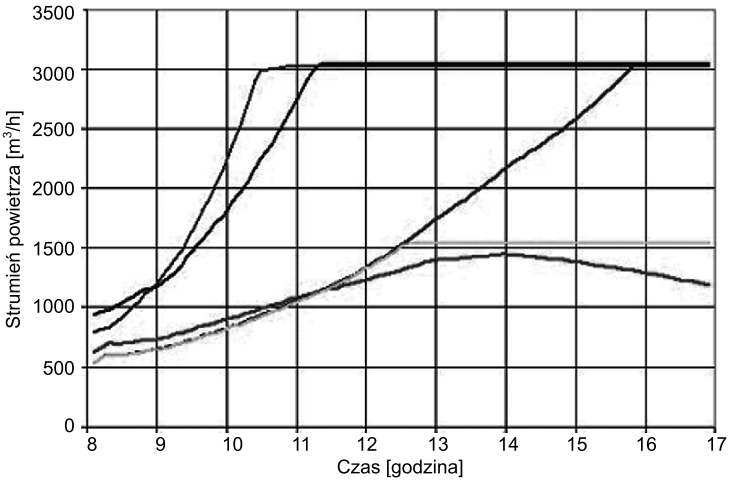
Tabela 1

System	Linia na wykresie	Geometria pustaka	Beton	Maksymalny strumień [m^3/h]	Energia usunięta z pomieszczenia przez system	Energia zużyta do napędu wentylatorów
					[kWh]	[kWh]
A	—	Standard	Standard	3000	11,1	7,4
B	—	Standard	Zmodyfikowana	3000	14,5	7,4
C	—	Zmodyfikowana	Standard	3000	18,3	5,4
D	—	Zmodyfikowana	Zmodyfikowana	3000	18,8	3,4
E	—	Zmodyfikowana	Standard	1500	16,1	4,1

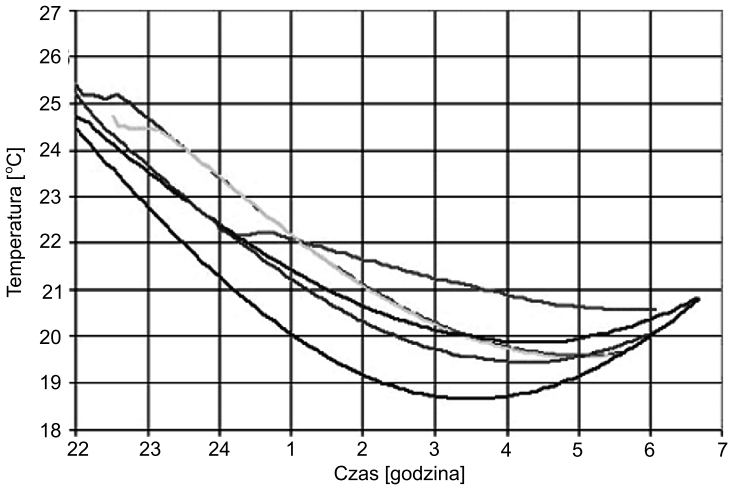


Rys. 12. Temperatura powietrza nawiewanego – dzień

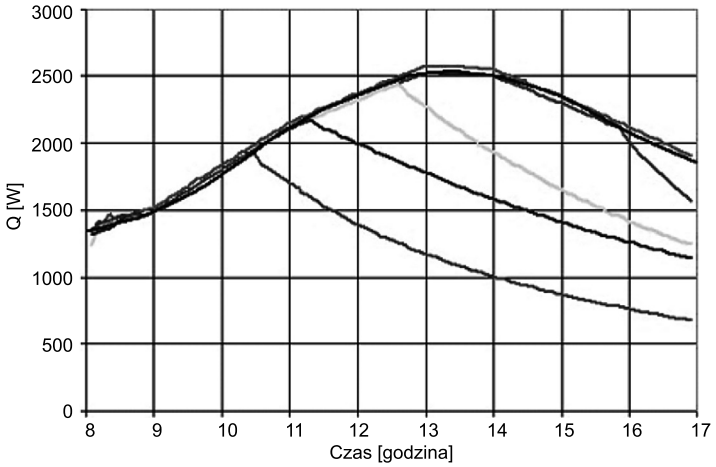
Fig. 12. Supply air temperature – day



Rys. 13. Strumień powietrza nawiewanego – dzień
Fig. 13. Airflow – day



Rys. 14. Temperatura powietrza opuszczającego strop – noc
Fig. 14. Discharge air temperature – night



Rys. 15. Wydajność chłodząca systemu dla warunków obliczeniowej doby
Fig. 15. System capacity

5. Wnioski

Symulacja numeryczna systemu chłodzenia pomieszczeń z akumulacją chłodu w wentylowanym stropie gęsto-żebrowym wykazała, że strop ze zmodyfikowaną geometrią oraz materiałem zmodyfikowanym kompozytem zmieniającym stan skupienia (System D) umożliwił utrzymanie temperatury powietrza w pomieszczeniu na stałym poziomie zapewniającym warunki komfortu cieplnego bez konieczności stosowania żadnych dodatkowych urządzeń klimatyzacyjnych. W przypadku D również czas rozładowania zasobnika energii w okresie nocnym był najkrótszy. Zastosowanie Systemu C umożliwiło prawie całkowite usunięcie zysków ciepła, ale wartość maksymalnego dopuszczalnego strumienia powietrza została osiągnięta. Wpłynęło to na większe zużycie energii przez wentylatory oraz większą prędkość powietrza w strefie przebywania ludzi, co może wpływać na warunki komfortu cieplnego w pomieszczeniu. Zaproponowany system stanowi alternatywę do wentylacji nocnej oraz klasycznych systemów klimatyzacji. Usunięcie energii zakumulowanej w ciągu dnia nie wymaga wentylacji całej przestrzeni budynku w okresie nocy, jak ma to miejsce w przypadku prostej wentylacji nocnej, dzięki czemu można zastosować system w budynkach zarówno biurowych, jak i mieszkalnych. Zaproponowana modyfikacja geometrii wewnętrznej pustaków (rys. 3) znacznie zwiększa powierzchnię wymiany ciepła oraz prędkość powietrza w kanałach stropowych, co istotnie poprawia warunki wymiany ciepła oraz zwiększa ilość materiału PCM, a tym samym pojemność cieplną systemu.

Literatura

[1] Schossig P., Henning H.M., Haussman T., Raicu A., *Encapsulated Phase-Change Materials integrated intoconstruction materialsHeidenhofstrasse*, 9th International Conference on Thermal Energy Storage, Warsaw, POLAND, September 1–4, 2003.

[2] Takeda S., Nagano K., Mochida T., Nakamura T., *Development of floor supply air conditioning system with granulated phase change materials*, Thermal Energy Storage for Sustainable Energy Consumption, Springer Netherlands 2007.
[3] Feustel H.E., Stetiu C., *Thermal Performance of Phase Change Wallboard for Residential Cooling Application*, Energy and Environment Division, Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California Berkeley, CA 94720, USA, 1997.
[4] Feustel H.E., *Phase-Change Wallboard and Mechanical Night Ventilation Commercial Buildings*, Lawrence Berkeley National Laboratory, Report CA 94720, 1998.
[5] Yamaha M., *Thermal performance of a latent heat storage system installed in air ducts for HVAC system*, Proc. of the 9th International Conf. on Thermal Energy Storage – Futurestock, Warsaw, 329-334.
[6] Chung T.J., *Computational Fluid Dynamic*, Cambridge University Press, 2002.
[7] Prymon M., Houzeaux G., *Numerical Simulation of Thermal Energy Storage in Building Elements Using Finite Elements Method and Inverse Problem Based on Evolutionary Algorithm for Determination of the Thermal Properties of PCM Modified concrete*, Science and Computing in Europe – Report 2008, CINECA Cansorzio Interuniversitario 2008.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

DOROTA SKRZYNIOWSKA*

CZYNNIKI ZIĘBNICZE – SUBSTANCJE ZUBOŻAJĄCE WARSTWĘ OZONOWĄ – OBOWIĄZKI OSÓB UŻYWAJĄCYCH CZYNNIKÓW BĘDĄCYCH SUBSTANCJAMI KONTROLOWANYMI

REFRIGERANTS – OZONE DEPLETING SUBSTANCE (ODS) – OBLIGATIONS OF PERSONS USING ODS

Streszczenie

Warstwa ozonowa jest warstwą chroniącą powierzchnię ziemi przed nadmiernym promieniowaniem ultrafioletowym. Niektóre z czynników ziębniczych po dostaniu się do górnej warstwy atmosfery niszczą ozon, doprowadzając nawet do tworzenia się tzw. dziury ozonowej. Aby zapobiec takim zjawiskom, wprowadzono regulacje prawne, które mają ograniczyć ilość tego rodzaju szkodliwych substancji dostających się do atmosfery. W artykule przytoczono najistotniejsze nakazy i zakazy dla osób używających substancji niszczących ozon.

Słowa kluczowe: ozon, substancje kontrolowane, czynniki ziębnicze

Abstract

The ozone layer is a layer in Earth's atmosphere which contains relatively high concentrations of ozone. This layer absorbs Sun's high frequency ultraviolet light, which is damaging to life on Earth. Traditionally, fluorocarbons, especially chlorofluorocarbons were used as refrigerants, but they are being phased out because of their ozone depletion effects. They are currently subject to prohibition discussions on account of their harmful effect on the climate. In 1997, FCs and HFCs were included in the Kyoto Protocol to the Framework Convention on Climate Change. In 2006, the EU adopted a Regulation on fluorinated greenhouse gases, which makes stipulations regarding the use of FCs and HFCs with the intention of reducing their emissions. The provisions do not affect climate-neutral natural refrigerants.

Keywords: *ozone layer, CFC refrigerants, environmental issues, ozone depletion, ozone depleting substances*

* Dr inż. Dorota Skrzyniowska, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Krótka historia czynników ziębniczych

Z historii rozwoju chłodnictwa wynika, że technika chłodnicza początkowo była oparta na wykorzystywaniu czynników naturalnych. Pierwsze substancje chłodnicze były wykorzystywane z natury już w czasach zamierzchłych. Do przechowywania żywności stosowano wówczas rozpadliny (doły) wydrążone w lodzie lub śniegu. Były to pierwsze „chłodnie", w których powietrze i woda były substancjami chłodniczymi. Woda w postaci lodu z racji łatwego dostępu i niskiej ceny jest również wykorzystywana i dzisiaj.

Konieczność wytworzenia lodu w sposób sztuczny wymusiła szybki rozwój chłodnictwa. Miało to miejsce podczas wojny secesyjnej. Północ przestała dostarczać lodu dla Południa, co zmusiło inżynierów do skonstruowania urządzenia, które wytwarzałoby lód w sposób sztuczny.

Zaprojektowano pierwsze urządzenie ziębnicze absorpcyjne w 1810 roku (J. Leslie), a w 1860 opatentowano absorpcyjne urządzenie ziębnicze (F. Carre), w którym czynnikiem ziębniczym (ziębnikiem) był amoniak, przetransportowany w 1862 r. przez F. Carre z Anglii do Teksasu. W kolejnych latach powstawały urządzenia sprężarkowe amoniakalne (D. Boyle). Oprócz amoniaku stosowano również eter etylu, dwutlenek węgla, dwutlenek siarki, propan, eter metylu i izobutan. Nie były to jednak substancje zadowalające, bo np. amoniak jest toksyczny, eter etylu jest łatwopalny, znieczulający i bezzapachowy, dwutlenek węgla wymaga wysokiego ciśnienia sprężania i ma niską temperaturę krytyczną, chlorometan jest łatwopalny, toksyczny i bezzapachowy.

Dalszy rozwój urządzeń ziębniczych, w tym szczególnie chłodziarek domowych, wymusił konieczność poszukiwania lepszego ziębnika niż wymienione. Przydatny technicznie ziębnik powinien być niepalny, nietoksyczny, mieszalny z olejami i o odpowiednich właściwościach termodynamicznych. Pierwszym, który zajął się poszukiwaniem takiego ziębnika, był inż. T. Midgeley, który wziął pod uwagę związki chloru, bromu, jodu i fluoru z węglem. Wśród nich znalazły się te, które spotykane lub stosowane są do dzisiaj: R11, R12, R13 i R22.

W 1974 r. S Roland i M Molina odkryli szkodliwość tych związków. Okazało się, że ziębniki zawierające chlor, brom, jod i fluor (chlorofluorowęglowodory CFC), wytwarzane przez człowieka (antropogenicznie) emitowane do atmosfery powodują degradację środowiska naturalnego. Związki te, akumulując się w atmosferze, naruszają bilans energetyczny planety. Tworzą nad powierzchnią planety powlokę w rodzaju kołdry zatrzymującej odpływ ciepła znad powierzchni atmosfery w kosmos.

Według literatury (zespół J. Hansena – dyr. NASA) związki te powodują ogrzewanie powierzchni Ziemi o około $2W/m^2$. Dla porównania mała lampka choinkowa ma moc około 1 W i większość energii emituje w postaci ciepła. Czyli wynika z tego, że działanie związków CFC jest takie, jakby przez cały czas na każdym metrze kwadratowym Ziemi paliły się dodatkowo bez przerwy dwie żarówki.

Ponadto związki fluorowane mają jeszcze inny destruktywny wpływ na środowisko. Brom i chlor (w CFC) niszczą ozon stratosferyczny, powodując rozpad cząstek ozonu znajdujących się w górnej części atmosfery. Chlor i brom wchodzą w reakcje katalityczną, wskutek której niszczą cząstki ozonu. To z kolei redukuje naturalną ochronę przed promieniowaniem ultrafioletowym szkodliwym dla organizmów.

Te dwa zjawiska destruktywne powodowane emisją do atmosfery ziębników – substancji będących pochodnymi chlorowymi oraz bromowymi, łącznie z podobnymi do nich rozpuszczalnikami, środkami spieniającymi, środkami pędnym i do aerozoli, środkami gaśniczymi oraz innymi związkami chemicznymi spowodowały wycofywanie ich z urządzeń na mocy Protokołu Montrealskiego (1987 r.).

Substancje mające wpływ na te zjawiska zestawiono w tym dokumencie w dwóch grupach:
– zawierające atomy chloru i bromu czyli tzw. CFC, tj. R11, R12, R113 I R115 oraz ich mieszaniny w tym R500 i R502,
– halony 1211, 1301 (R13B1), 2402.

Ochrona warstwy ozonowej (Protokół Montrealski) wymusza w pierwszej kolejności ograniczenie emisji związków chloru (zużycia) CFC i halonów do atmosfery i w dalszej konieczności całkowite wyeliminowanie (wycofanie) tychże związków z techniki (poprawki londyńskie).

2. Obowiązki podmiotów używających substancji kontrolowanych

Instalacje do realizacji funkcji grzewczych i ziębiących, stosowane np. w celu kształtowania parametrów w pomieszczeniach, a w szczególności pompy ciepła o działaniu grzewczym i ziębiarki do obniżania temperatury powietrza oraz do jego odwilżania w klimatyzatorach, wnoszą możliwość zagrożenia dla osób, mienia i środowiska. Awarie tych sieci wnoszą dodatkowe, dotychczas niedoceniane zagrożenia dla całej gospodarki. Stąd propozycja poświęcenia uwagi problemom dla uzasadnienia dbałości o ich poszanowanie.

W instalacjach ziębniczych wykorzystywane są jako ziębniki – również substancje zubożające warstwę ozonową zwane krótko wg ustawy „substancjami kontrolowanymi".

Zjawiska destruktywne (efekt cieplarniany i dziura ozonowa) powodowane używaniem ziębników będących pochodnymi chlorowymi oraz bromowymi, łącznie z podobnymi do nich rozpuszczalnikami, środkami spieniającymi, środkami pędnymi do aerozoli, środkami gaśniczymi oraz innymi związkami chemicznymi spowodowały wycofywanie ich z urządzeń na mocy Protokołu Montrealskiego (1987 r.), który stanowi zasadniczą umowę w zakresie międzynarodowych traktatów o ochronie warstwy ozonowej.

Polska również ratyfikowała Protokół Montrealski (1990 r.) wraz z poprawkami (londyńskie, 1990 r. i kopenhaskie, 1992 r.) w myśl którego uchwalono ustawę z dn. 20 kwietnia 2004 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową (Dz. U. Nr 121, poz. 1263) wraz z rozporządzeniami w celu zmniejszenia do minimum zagrożenia dla osób, mienia i środowiska.

Ziębniki (czynniki ziębnicze – *refrigerants*) będące substancjami kontrolowanymi powodują zagrożenie dla środowiska w momencie, gdy zostają uwolnione do atmosfery, a więc w przypadku każdej instalacji istotna jest jej szczelność, a także takiej jej skonstruowanie i eksploatacja, które nie prowadzi do strat ziębnika nawet w okresie napraw i jego wymiany.

Zadowalające byłoby znalezienie takiego ziębnika, który spełniałby wszystkie lub większość z wymagań bezpieczeństwa i eksploatacji (trwałość, niezawodność, bezpieczeństwo, wysoka efektywność, odpowiednie własności fizyczne i termodynamiczne, taniość, ogólna dostępność, zgodność z materiałami i czynnikami smarnymi).

Zgodnie z zasadą zrównoważonego rozwoju (Sustainable Development) państwa sygnatariusze Protokołu Montrealskiego zobowiązały się do:
– od 1.01.1996 r. całkowitego wycofania z produkcji i stosowania czynnika R12 oraz innych ziębników z grupy CFC,
– zamrożenia produkcji ziębników z grupy HCFC (R22) na poziomie roku 1995, a następnie stopniowej redukcji w zależności od grupy państw i stopnia ich rozwoju cywilizacyjnego aż do roku 2030 r.,
– definitywnego wycofania ziębników typu HCFC w krajach Unii Europejskiej do 2015 r.,
– dla niektórych krajów europejskich (Niemcy, kraje skandynawskie) ten proces zakończył się w 2005 roku.

Ustawa z dn. 20 kwietnia 2004 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową (Dz. U. Nr 121, poz. 1263) określa obowiązki podmiotów używających substancji kontrolowanych oraz produktów, urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane, wymagania kwalifikujące uzyskanie świadectwa kwalifikacji. Ustawa wprowadza ograniczenia w obrocie substancjami kontrolowanymi oraz produktami, urządzeniami i instalacjami zawierającymi substancje kontrolowane. Określa wysokości opłat za wprowadzanie do obrotu na terytorium Rzeczpospolitej Polskiej substancji kontrolowanych, a także mówi o postępowaniu administracyjnym w sprawie substancji kontrolowanych, o nadzorze i kontroli oraz karach pieniężnych, przepisach karnych i zmianach w przepisach obowiązujących.

Ustawa zakazuje:

– obrotu produktami, urządzeniami i instalacjami zawierającymi chlorofluorowęglowodory (CFC),
– obrotu urządzeniami i instalacjami ziębniczymi, klimatyzatorami i pompami ciepła zawierającymi substancje kontrolowane jako ziębniki,
– obrotu spienionymi tworzywami sztucznymi i wyrobami je zawierającymi wyprodukowanymi przy użyciu substancji kontrolowanych,
– rozbudowy urządzeń i instalacji ziębniczych i klimatyzacyjnych z wykorzystaniem substancji kontrolowanych.

Zakaz jest obowiązujący z wyjątkiem przypadku, gdy Komisja Europejska przyzna ograniczone czasowo wyłączenie na podstawie przepisów prawa Unii Europejskiej dotyczących substancji kontrolowanych.

Ustawa nakłada pewne obowiązki:

1. Obowiązek prowadzenia **ewidencji** substancji kontrolowanych przez podmioty używające substancji kontrolowanych.
2. Obowiązek **przekazywania informacji** zawartej w tej ewidencji raz w roku do **28 lutego** za poprzedni rok, wyspecjalizowanej jednostce upoważnionej przez ministra właściwego do spraw środowiska w porozumieniu z ministrem właściwym do spraw gospodarki.
3. Obowiązek **oznakowania** produktów, urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane oraz pojemników zawierających te substancje.
4. Obowiązek zakładania **„kart urządzeń”** lub instalacji zawierających powyżej 3 kg ziębnika będącego substancją kontrolowaną.

5. Obowiązek **sprawdzania szczelności** przez użytkownika urządzeń lub instalacji zawierających ziębnik będący substancją kontrolowaną w ilości powyżej 3 kg.

Ustawę regulują następujące rozporządzenia zestawione w tabeli 1.

Tabela 1

Obowiązki podmiotów używających substancji kontrolowanych oraz produktów, urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane

Lp.	Obowiązek	Rozporządzenie
1.	Ewidencja	Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dn. 11 sierpnia 2004 r. w sprawie ewidencji substancji kontrolowanych (poz. 1911)
2.	Przekazywanie informacji	
3.	Oznakowanie	Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dn. 16 sierpnia 2004 r. w sprawie sposobu oznakowania produktów, urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane, a także pojemników zawierających te substancje (poz. 2007)
4.	Zakładanie kart obsługi technicznej	Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dn. 26 sierpnia 2004 r. w sprawie wzoru kart urządzenia i instalacji zawierających substancje kontrolowane (poz. 1903)
5.	Sprawdzanie szczelności	Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dn. 16 sierpnia 2004 r. w sprawie kontroli szczelności urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane (poz. 2008)

Ad. 1. Ewidencja

Ewidencje prowadzi się na **formularzach ewidencji**. Wypełnia się pismem ręcznym lub komputerowo. W przypadku wypełniania komputerowego dane zawarte w formularzu muszą być potwierdzone comiesięcznym wydrukiem. Wpisów do ewidencji należy dokonywać po każdym miesiącu, w którym nastąpiło używanie danej substancji kontrolowanej.

Należy prowadzić ewidencje każdej substancji kontrolowanej na oddzielnym formularzu.

Ad. 2. Przekazywanie informacji

Wypełnione formularze ewidencji składa się bezpośrednio w siedzibie wyspecjalizowanej jednostki przy Ministerstwie Ochrony Środowiska (Główny Inspektorat Ochrony Środowiska) lub za pośrednictwem poczty – przesyłką pocztową do dnia 28 luty roku następnego po roku ewidencjonowanym. Należy pamiętać o otrzymaniu potwierdzenia przekazania informacji.

Uwaga:

CFC – chlorowcofluorowęglowodory (niem. FCKW),

HCFC – wodorochlorofluorowęglowodory (niem. HFCKW),

HBFC – wodorobromofluorowęglowodory (niem. BFCKW).

Po każdym roku kalendarzowym należy dokonać zestawienia na oddzielnym formularzu. Do wypełnienia wyżej zamieszczonych formularzy ewidencji konieczna jest znajomość kategorii oznaczających pochodzenie oraz sposób używania substancji kontrolowanej.

Wykaz kategorii zamieszczony jest w tabeli poniżej.

Załącznik nr 4

KATEGORIE OZNACZAJĄCE POCHODZENIE SUBSTANCJI KONTROLOWANEJ ORAZ SPOSÓB JEJ UŻYWANIA

KATEGORIA	NAZWA
1	2
A	**Zbycie lub nabycie w kraju***)
B	**Wywóz na obszar Unii Europejskiej lub przywóz z tego obszaru (poza obszarem kraju)***)
C	**Wywóz poza obszar Unii Europejskiej lub przywóz spoza tego obszaru***)
D	**Stosowanie we własnym zakresie (należy wybrać jedną z podkategorii od D1 do D15)**
D1	Produkcja urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane
D2	Obsługa techniczna lub naprawa urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane
D3	Produkcja pianek
D4	Produkcja systemów (przedmieszek poliolowych) do pianek
D5	Ochrona przeciwpożarowa
D6	Zastosowanie jako substratu w procesach chemicznych ulegającego całkowitej przemianie do substancji niezubożających warstwy ozonowej (feedstock)
D7	Zastosowanie jako czynnika pomocniczego w procesach chemicznych (process agent)
D8	Zastosowanie jako czynnika pędnego w produkcji doustnych aerozoli przeciwastmatycznych (MDI)
D9	Zastosowanie laboratoryjne i analityczne
D10	Zastosowanie CFCa do celów wojskowych
D11	Zastosowanie bromometanu do zabiegów kwarantannowych
D12	Zastosowanie bromometanu do zabiegów przedwysyłkowych
D13	Zastosowanie bromometanu do zastosowań krytycznych
D14	Zastosowanie bromometanu do innych zastosowań
D15	Inne cele niewymienione w kategoriach D1 do D14 (należy podać jakie)
E	**Odzysk, recykling, regeneracja lub unieszkodliwianie (należy wybrać jedną z podkategorii od E1 do E1**
E1	Odzysk we własnym zakresie
E2	Recykling we własnym zakresie (ponowne napełnienie urządzeń po wstępnym oczyszczeniu)
E3	Regeneracja we własnym zakresie
E4	Regeneracja we własnym zakresie oraz sprzedaż w kraju
E5	Regeneracja we własnym zakresie oraz sprzedaż na obszarze Unii Europejskiej (poza obszarem kraju)
E6	Regeneracja we własnym zakresie oraz sprzedaż poza obszar Unii Europejskiej
E7	Przyjęcie lub przekazanie do recyklingu, regeneracji lub unieszkodliwienia na obszarze kraju
E8	Przekazanie do recyklingu, regeneracji lub unieszkodliwienia na obszarze Unii Europejskiej (poza obszarem kraju)
E9	Przekazanie do recyklingu, regeneracji lub unieszkodliwienia poza obszar Unii Europejskiej
E10	Unieszkodliwianie

*) W przypadku sprzedaży czynników chłodniczych w ramach wykonanej obsługi technicznej lub naprawy urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane należy wybrać D2.

Ad. 3. Oznakowanie

Na pojemnikach, na produktach, urządzeniach i instalacjach zawierających substancje kontrolowane musi być umieszczony napis:

NIEBEZPIECZNE DLA WARSTWY OZONOWEJ

oraz nazwę chemiczną lub symbol substancji kontrolowanej (Rozporządzenie (WE) nr 2037/2000 z dn. 29 czerwca 2000 r. w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową, Dz. Urz. WE L244) , informacje o przeznaczeniu, a także nazwę handlową, jeśli substancja kontrolowana nie pochodzi z odzysku.

Ponadto:

Na tworzywach sztucznych spienionych i produktach je zawierających umieszcza się nazwę chemiczną lub symbol wskazany przepisami Unii Europejskiej oraz skład procentowy w przypadku mieszanin.

Jeżeli substancja zawarta w pojemniku pochodzi z odzysku i została poddana regeneracji, należy podać na oznakowaniu informacje o zawartości substancji w regeneracie oraz nazwę i adres firmy, która dokonywała tej regeneracji.

Jeżeli substancja jest przeznaczona do celów laboratoryjnych i analitycznych, należy podać informacje o stopniu czystości tej substancji oraz przeznaczeniu z uwagą, że substancja kontrolowana zanieczyszczona wskutek użytkowania lub nieużyta podlega regeneracji, a w przypadku braku takiej możliwości – unieszkodliwieniu.

Jeżeli substancja zawarta w pojemniku przeznaczona jest do unieszkodliwiania, należy na pojemniku umieścić dwa napisy:

NIEBEZPIECZNE DLA WARSTWY OZONOWEJ

i

PRZEZNACZONE DO UNIESZKODLIWIANIA

Wszystkie oznaczenia muszą być jasne, przejrzyste, czytelne i trwałe.

Dla pojemników zawierających substancje kontrolowane wzór oznakowania podano w rozporządzeniu.

Wzór oznakowania dla produktów, urządzeń i instalacji zawierających substancje kontrolowane podano w rozporządzeniu.

Ad. 4. Karta obsługi technicznej i naprawy urządzenia i instalacji zawierających substancje kontrolowane.

Karta obsługi technicznej i naprawy urządzenia lub instalacji zwana jest popularnie „kartą urządzenia". Może ją zakładać tylko osoba posiadająca świadectwo kwalifikacji.

Wzór karty zamieszczono w rozporządzeniu.

4. Sprawdzanie szczelności

Użytkownik urządzeń, instalacji lub pojemników zawierających substancje kontrolowane jest obowiązany do ich profesjonalnego (komisyjnego) odbioru i użytkowania w sposób zapobiegający emisji substancji kontrolowanych do środowiska. Dlatego też kontrola szczelności jest istotnym elementem obsługi urządzeń, instalacji i pojemników zawierających substancje kontrolowane. Sprawdzania szczelności może dokonywać tylko osoba posiadająca świadectwo kwalifikacji. Częstotliwość sprawdzania szczelności jest zależna od ilości ziębnika zawartego w urządzeniu, instalacji i pojemniku zawierającym substancje kontrolowaną.

Użytkownik jest odpowiedzialny za profesjonalny i prawidłowy – zgodny z procedurami odbiór sprawdzający szczelność urządzeń.

Do czynności wymaganych przy sprawdzaniu szczelności należą:
5.1. Wstępne, związane z działaniem urządzenia,
5.2. Kontrola dokumentacji urządzenia,
5.3. Ogólne oględziny zewnętrzne,
5.4. Przegląd przyrządów zabezpieczających,
5.5. Kontrola korozji poszczególnych elementów urządzeń,
5.6. Wykrywanie nieszczelności,
5.7. Próba szczelności – jeśli zachodzi taka konieczność.

Ad. 5.1. **Czynności wstępne** polegają na:

Uzyskaniu od osoby odpowiedzialnej za eksploatacje urządzeń informacji o ich stanie, ewentualnych usterkach i nieszczelnościach

Ad. 5.2. **Kontrola dokumentacji urządzenia** polega na:

Sprawdzeniu zgodności elementów urządzenia zawierających substancje kontrolowane ze schematem oraz ich rozmieszczenie

Ad. 5.3. **Ogólne oględziny** obejmują sprawdzenie:

a) parametrów działania urządzenia odnoszących się do czynnika chłodniczego,
b) stanu montażu aparatury,
c) drgań i przemieszczeń powodowanych przez temperaturę i ciśnienie,
d) stanu technicznego podpór i zamocowań,
e) stanu technicznego spawów i innych połączeń,
f) stanu technicznego izolacji termicznej,
g) zabezpieczeń części ruchomych,
h) zabezpieczeń przed uszkodzeniami mechanicznymi,
i) zabezpieczeń przed oddziaływaniem ciepła,
j) stanu technicznego i rozmieszczenia zaworów,
k) stopnia zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła.

Ad. 5.4. **Przegląd przyrządów zabezpieczających** polega na sprawdzeniu:

a) prawidłowości zamontowania i działania przekaźników zabezpieczających przed nadmiernym ciśnieniem,
b) szczelności zamknięcia zewnętrznych ciśnieniowych zaworów nadmiarowych.

Ad. 5.5. **Kontrola korozji** polega na sprawdzeniu:

Stanu technicznego rurociągów i wymienników oraz elastycznych elementów rurowych, z uwzględnieniem zabezpieczeń przed ich uszkodzeniami mechanicznymi.

W PRZYPADKU widocznego stwierdzenia WYCIEKU substancji kontrolowanej lub jego wykrycia za pomocą:

a) substancji lub preparatów chemicznych,
b) ręcznego wykrywacza nieszczelności, w ilości przekraczającej 15 g w roku,
c) zainstalowanych w pomieszczeniach, kanałach technologicznych, kanałach wentylacyjnych i innych miejscach czujników (wykrywaczy), w ilościach przekraczających 10 ppm:

NALEŻY NIEZWŁOCZNIE PRZYSTĄPIĆ DO JEGO USUNIĘCIA

Ad. 5.6. Do sprawdzania szczelności urządzenia stosuje się jedną z następujących metod wykrywania:

a) lokalnych źródeł emisji substancji kontrolowanej – za pomocą przenośnego wykrywacza nieszczelności o dolnym progu czułości poniżej 15 g/rok,
b) globalnej emisji substancji kontrolowanej w pomieszczeniu – poprzez pomiar stężenia ziębnika w powietrzu, za pomocą stacjonarnego urządzenia kontrolnego, o ciągłym działaniu i rejestracji pomiarów oraz dolnym progu czułości poniżej 10 ppm.

Ad. 5.7. Próbę szczelności za pomocą gazu obojętnego (metoda ciśnieniowa) i metodą próżniową przeprowadza się:

a) na części lub całości urządzenia, jeżeli nastąpił jednorazowy wyciek substancji kontrolowanej w ilości powyżej 10% napełnienia,
b) na całości urządzenia, jeżeli ich przestój był dłuższy niż 1 rok.

Wyposażenie osoby dokonującej przeglądu szczelności

Osoba dokonująca przeglądu szczelności powinna być wyposażona w:

a) okulary ochronne,
b) rękawice ochronne,
c) aparat umożliwiający oddychanie w przypadku dokonywania przeglądu urządzeń zawierających ziębnik typu: R123, R124, R141B, R142B oraz R22 występujący w mieszaninach z R152a lub R218 albo R600a.

Elementy elastyczne urządzenia

Elementy elastyczne urządzenia podlegają wymianie w całości w przypadku stwierdzenia na nich zużycia mogącego przyczynić się do uwolnienia substancji kontrolowanej.

Wyposażenie techniczne

– przy obrocie substancjami kontrolowanymi będącymi w warunkach normalnych – gazami,
  urządzenie do odzysku,
  zestaw węży przyłączeniowych zakończonych zaworami,
  zbiornik ciśnieniowy,
  waga laboratoryjna;
– do obsługi oraz naprawy urządzeń i instalacji z substancjami kontrolowanymi,
  urządzenie do odzysku,
  zestaw węży przyłączeniowych zakończonych zaworami,
  zestaw do napełniania instalacji w tym pompę próżniową przenośną umożliwiającą osiągnięcie ciśnienia równego lub niższego niż 270 Pa,
  zestaw manometrów,
  waga laboratoryjna,
  zbiornik ciśnieniowy,
  elektryczny lub gazowy przyrząd do lutowania twardego (**połączenie lutem twardym** – połączenie uzyskane przez zlutowanie ze sobą metalowych części za pomocą stopu, topiącego się w temperaturze na ogół wyższej od 450°C, ale niższej niż temperatura topnienia łączonych części – EN 378-1:2000);

– do obsługi oraz naprawy urządzeń i instalacji z substancjami kontrolowanymi powyżej 3 kg (dodatkowo)
  przyrząd do wykrywania nieszczelności o zdolności wykrywania do 15 g/rok,
  zestaw do wykonywania prób szczelności i wytrzymałości w tym butle ze sprężonym gazem obojętnym i reduktorem ciśnieniowym,
  zestaw manometrów,
  przyrząd do pomiaru temperatury od –50°C do +150°Co dokładności ±0,5°C,
  przyrząd do pomiarów elektrycznych,
  przyrząd do pomiaru ciśnienia w zakresie od 60 Pa do 3,0 MPa,
  waga,
  gazowy przyrząd do lutowania twardego;
– do odzysku oraz demontażu (w szczególności)
  urządzenie do odzysku,
  zestaw węży przyłączeniowych zakończonych zaworami,
  zbiornik ciśnieniowy odrębny dla każdego rodzaju odzyskiwanej substancji,
  waga;
– do regeneracji
  urządzenie do oczyszczania substancji z wykorzystaniem procesów filtracji, osuszania, destylacji i procesów chemicznych,
  przyrząd do wykrywania nieszczelności, o zdolności wykrywania do 15 g/rok,
  sprzęt laboratoryjny do kontroli jakości substancji kontrolowanej.

3. Metody, systemy i urządzenia stosowane przy napełnianiu, odzysku, recyklingu, regeneracji substancji kontrolowanej

Uwzględniając uregulowania prawne dotyczące wymiany substancji kontrolowanych mających negatywny wpływ na środowisko (dziura ozonowa i efekt cieplarniany), w myśl porozumienia z Montrealu wraz z kolejnymi poprawkami oraz polskiego prawodawstwa dotyczącego obrotu i składowania freonów (Dz. U. 1999 nr 110, poz. 1263), istnieje potrzeba zapewnienia odpowiednich środków ostrożności przy napełnianiu, odzysku, przechowywaniu oraz późniejszej utylizacji lub destrukcji zużytych ziębników.

Niedostateczne środki ostrożności mogą spowodować pęknięcia elementów instalacji z zagrożeniem rażenia odłamkami z uszkodzonych elementów, ulatnianie się ziębnika i w następstwie ewentualne zagrożenie pożarem. Czynności związane z opróżnianiem instalacji z ziębników lub jej napełnianiem, a szczególnie w związku z wymianą na ekologicznie nieszkodliwe są zadaniem trudnym, odpowiedzialnym i wymagającym wiedzy i niezwykłej ostrożności.

Zagadnienia bezpieczeństwa

Ziębniki (refrigerants) mogą wpływać destrukcyjnie zarówno na instalacje, jak i na środowisko, gdy się do niego przedostaną w razie awarii lub nieprawidłowej obsługi.

Stosowanie ziębników o różnego rodzaju własnościach wpływa na wewnętrzny stan instalacji ziębniczej przez oddziaływanie na materiały użyte do jej wykonania, powodując często ich przyspieszone zużycie lub uszkodzenie urządzenia.

Ulatnianie się ziębnika na zewnątrz może powodować z kolei zagrożenie dla człowieka i środowiska (pożar, wybuch, zatrucie, uduszenie, zepsucie, korozja).

Próba wytrzymałości ciśnieniowej

a) próba wytrzymałości ciśnieniowej elementów

Wszystkie części składowe instalacji ziębniczej, a także pomp ciepła powinny posiadać certyfikaty **wytrzymałościowej próby ciśnieniowej** (przez dozór techniczny lub kontrole jakości producenta).

Części składowe powinny być zaprojektowane i wykonane zgodnie z wymaganiami Urzędu Dozoru Technicznego (U.D.T.). Ogólnie można określić, że powinny wytrzymywać bez rozerwania ciśnienie równe lub wyższe niż trzykrotna wartość ciśnienia obliczeniowego przyjmowanego dla danej części (wartości maksymalnej ciśnienia roboczego – MWP).

b) próba ciśnieniowa szczelności całej instalacji

Całą instalacje ziębniczą zmontowaną, ale przed uruchomieniem należy poddać próbie ciśnieniowej, po pozytywnej próbie ciśnieniowej poszczególnych elementów składowych instalacji. Zaleca się wykonanie próby ciśnieniowej gazem obojętnym, najczęściej azotem. Nie zaleca się stosowania powietrza ze względu na jego zawilgocenie. Próbę wykonuje się dla ciśnienia co najmniej równego wartości maksymalnego ciśnienia roboczego (MWP).

Uwaga:

W przypadku instalacji, która będzie zawierać nie więcej niż 10 kg ziębnika należącego do I grupy bezpieczeństwa lub nie więcej niż 2,5 kg ziębnika grupy II, i wówczas gdy jej rurociągi mają średnicę wewnętrzną nie większą niż 167 mm, można zastosować do próby ciśnieniowej ziębnik na którym będzie działać urządzenie pod ciśnieniem nie niższym niż ciśnienie nasycenia odpowiadające temperaturze 20°C. Jest to rozwiązanie, nie zalecane ze względu na niebezpieczeństwo wydostania się ziębnika do otoczenia.

4. Napełnianie ziębnikiem

Istnieją dwa sposoby napełniania instalacji.

1. Napełnianie ziębnikiem ciekłym
2. Napełnianie ziębnikiem gazowym.

Jak sugerują nazwy tych metod, napełnianie przeprowadza się ziębnikiem będącym w stanie ciekłym lub gazowym. Uwarunkowane jest to jednak tym, w którym miejscu instalacji będzie podłączony zbiornik (butle) z ziębnikiem napełnianym (czy do rurociągu ssawnego sprężarki, czy do zbiornika cieczy w instalacji). Przed dokonaniem samego napełniania należy wykonać określone czynności.

Zakres czynności

W obu sposobach do procedury napełniania należą:

1. Osuszenie układu;
2. Napełnienie;
3. Sprawdzenie szczelności.

Ad. 2. **Napełnianie ziębnikiem**

Napełniania ziębnikiem odbywa się w następujący sposób:
- podłączamy przewód butli z ziębnikiem do króćca, zamocowanego na zbiorniku cieczy instalacji (najczęściej rurką miedzianą) z butlą zawierającą ziębnik uzupełniający (np. freon),
- butle z ziębnikiem uzupełniającym obracamy do góry dnem, umieszczając ją powyżej zbiornika uzupełnianego (lub używamy zaworu cieczowego na butli),
- otwieramy zawory na butli,
- ważymy butle przed i po napełnieniu celem określenia wagi czynnika ziębniczego, który dostarczony został do instalacji.

Opisany sposób dotyczy napełniania tzw. „wprost". Można jednak ciekły czynnik dostarczyć nie do zbiornika, lecz do przewodu zaworu rozprężnego i dokonuje się tego w następujący sposób:
- odcinamy dopływ cieczy ze zbiornika instalacji napełnianej do zaworu regulacyjnego,
- po uprzednim podłączeniem butli z cieczą napełnianą uruchamiamy urządzenie ziębnicze regulując zaworem rozprężnym,
- urządzenie w ruchu czerpie ziębnik ciekły z butli do instalacji poprzez zawór rozprężny. Następuje odparowanie cieczy w parowaczu a para powstała zasysana jest przez sprężarkę i wtłaczana do skraplacza, gdzie się skrapla i już jako ciecz gromadzi się w zbiorniku.

Ilość przekazanej cieczy z butli jest określana poprzez ważenie butli przed i po skończeniu napełniania. Stosuje się również sposób bezpośredniego ważenia przy napełnianiu tzn. butla w czasie napełniania stoi na wadze, a wskazania wagi są na bieżąco kontrolowane. Przy napełnianiu czynnikiem ciekłym płynącym do zaworu rozprężnego, tak jak przy napełnianiu bezpośrednio do zbiornika należy butlę z ziębnikiem odwrócić do góry dnem.

Napełnianie ziębnikiem w stanie parowym

Napełnianie odbywa się następująco:
- ustawiamy butlę z ziębnikiem w pozycji normalnej, tj. dno na dole (para u góry, ciecz na dole),
- podłączamy zawór butli przewodem z króćcem na stronie ssawnej sprężarki,
- włączamy urządzenie w ruchi otwieramy odpowiednie zawory, a sprężarka zasysając czynnik w postaci pary wypełnia nim cały układ.

Ilość zasysanego czynnika z butli określa się w taki sam sposób jak przy napełnianiu ziębnikiem ciekłym, tj. przez ważenie.

Przewody do napełniania instalacji ziębnikiem powinny być możliwie jak najkrótsze i wyposażone w zawory lub połączenia samozamykające się w celu ograniczenia do minimum strat ziębnika. Podczas napełniania instalacji ziębnikiem powinno się zwracać uwagę, aby nigdy nie przekroczyć jej maksymalnego dopuszczalnego napełnienia zważywszy między innymi na niebezpieczeństwo „uderzenia cieczowego".

Przed napełnieniem instalacji ziębnikiem powinno się dokładnie sprawdzić jego rodzaj, parametry i zawartość butli. Dodanie nieodpowiedniej substancji może spowodować eksplozję lub inny wypadek.

Pojemniki z ziębnikiem powinno się otwierać powoli i ostrożnie.

Niezwłocznie po zakończeniu operacji dodawania ziębnika lub usuwania go z instalacji, butle z ziębnikiem powinno się odłączyć od instalacji.

Podczas operacji uzupełniania instalacji ziębnikiem lub jej opróżniania nie powinno się pojemników opłukiwać, upuszczać, uderzać o ziemię lub wystawiać na działanie promieniowania cieplnego.

Należy sprawdzić, czy pojemniki nie noszą śladów korozji.

Pojemników nie powinno się łączyć razem za pomocą kolektora. Mogłoby to prowadzić do niekontrolowanego przetaczania i przepełnienia najzimniejszego pojemnika.

Ad. 3. **Sprawdzanie szczelności i jej wykrywanie**

Ziębnik staje się niebezpieczny dla otoczenia, gdy jest uwolniony do atmosfery. W przypadku każdej instalacji istotna jest zatem jej szczelność, a także takie jej skonstruowanie i eksploatacja, które nie prowadzą do strat ziębnika nawet w okresie napraw i wymiany ziębnika.

Do obowiązków producenta instalacji ziębniczej lub jej instalatora, a także serwisanta należy aby po każdej ingerencji w układ ziębniczy (rozszczelnienie instalacji, wymiana, naprawa elementu, itp.) przeprowadził próbę szczelności.

Do sprawdzenia szczelności stosuje się kilka metod, zależnie od warunków istniejących w trakcie produkcji i wymagań eksploatacyjnych. Klasa przyrządów wykorzystywanych do pomiarów powinna być laboratoryjna z odpowiednim atestem.

Można wykorzystać w tym celu ciśnienie gazu obojętnego, próżnię, metodę znaczenia gazem radioaktywnym. Ważne jest, aby daną metodę przeprowadzania próby szczelności zatwierdziła osoba kompetentna.

Sprawdzenie szczelności przeprowadza się przed i po napełnieniu.

Sprawdzenie szczelności przed napełnieniem przez wytworzenie próżni w instalacji

Po wytworzeniu próżni wewnątrz instalacji pompą próżniową (np. 10 mbar), pozostawia się układ na okres dwóch godzin po upływie których sprawdzamy podciśnienie wskazane na wakuometrze uzyskane przed i po upływie wyżej wymienionego czasu. Jeśli ciśnienie wzrosło, oznacza to, że urządzenie jest nieszczelne lub we wnętrzu znajduje się woda, która musi odparować i dlatego próbę próżniową należy powtórzyć a złącza uszczelnić. Jeżeli ciśnienie (próżnia) utrzyma się nie zmienione, możemy ten etap uznać za zakończony.

Sprawdzenie szczelności przez wytworzenie ciśnienia w instalacji

Po sprawdzeniu próżniowej próby i uzyskaniu szczelności należy otworzyć zawory i napełnić instalacje parą ziębnika do wyrównania się ciśnień w butli i w instalacji. Następnie podnieść ciśnienie do maksymalnej wartości dopuszczalnego ciśnienia roboczego instalacji (odpowiednio do ziębnika, przeznaczenia urządzenia i parametrów działania wynikających z temperatur źródeł dolnego i górnego) przez doładowanie suchego azotu. Po napełnieniu, pozostawiamy instalację na 24 godziny, po upływie których stwierdzamy, czy nastąpił spadek ciśnienia w instalacji. Jeżeli ciśnienie odczytane na manometrach po tym okresie nie ulegnie zmianie (z uwzględnieniem zmian ciśnienia w zależności od zmian temperatury), można przyjąć że instalacja jest szczelna.

Wykrywanie miejsc nieszczelności

Jeżeli wskazania manometrów wykazały nieszczelność instalacji, należy zlokalizować jej miejsce. Dokonuje się tego za pomocą:

detergentu (np. wodnego roztworu mydła),
wykrywacza elektronicznego,
lampy halogenowej (palnika halogenowego)
ultradźwiękowego wykrywacza.

Po zlokalizowaniu nieszczelności, instalację uszczelnić i ponownie sprawdzić.

Protokół z przeprowadzenia prób szczelności

Po uzyskaniu szczelności instalacji należy sporządzić protokół z przeprowadzonych prób, podpisany przez prowadzącego próby i osobę zatwierdzającą o odpowiednich kompetencjach.

Środki pieniące

Miejsca przyłączy i złącza rurowe pokrywa się za pomocą pędzla substancjami pieniącymi, np. wodnym roztworem mydła. Pod wpływem wydobywającego się czynnika substancja pieniąca zaczyna się pienić.

Wykrywacz elektroniczny

Elektronicznym wykrywaczem nieszczelności wskazywana jest optycznie lub akustycznie zmiana prądu jonowego przy wysokonapięciowym wyładowaniu koronowym. Przyjmuje się dokładność dla tych urządzeń rzędu około 10 g/rok.

Palnik halogenowy

Palnik zbudowany jest z butli napełnionej propanem lub butanem, który, spalając się, rozgrzewa blaszkę miedzianą umieszczoną w głowicy palnika. Gaz wywołuje podciśnienie w rurce giętkiej, której końcówkę przykłada się do miejsc potencjalnie nieszczelnych. Jeżeli do rurki zostanie zassany ziębnikiem (zawierający fluor), płomień zmienia zabarwienie.

Brak zmiany koloru oznacza brak nieszczelności, płomień ciemno-pomarańczowy – mała nieszczelność, płomień zielony – lub niebiesko-zielony – duża nieszczelność, płomień niebieski z białym dymem – bardzo poważna nieszczelność.

Uwaga:

Zabrania się wdychania par uwalniających się podczas testu, z racji uwalnianego się fosgenu będącego zagrożeniem dla dróg oddechowych.

Wykrywacz ultradźwiękowy

Każdy gaz pod ciśnieniem, wypływając przez nieszczelności, wywołuje szum z zakresu ultradźwięków, które są rejestrowane przez wykrywacz.

Ad. 4. Przy napełnianiu urządzenia lub instalacji należy pamiętać, że określone typy urządzeń posiadają określoną ilość ziębnika potrzebną do prawidłowego działania oraz określony jego rodzaj. Zbyt duża lub mała ilość ziębnika w instalacji jest niepożądana i wpływa na wydajność w sposób niekorzystny. Niektóre urządzenia, jak na przykład klimatyzatory

szafowe, posiadają wziernik na zbiorniku ziębnika, gdzie można określić ilość medium w układzie (wzrokowa ocena polega tu na tym, że jeżeli stwierdzimy że w wzierniku nie ma pęcherzyków to możemy uznać, że układ jest dobrze napełniony, jeżeli jest odwrotnie, to układ posiada za mało ziębnika).

Uwaga:

Przy napełnianiu należy określić, na jakim ziębniku, urządzenie działa i napełniać takim, które jest do danego klimatyzatora przeznaczone. W przypadku braku źródeł określających rodzaj ziębnika, należy ziębnik z urządzenia pobrać i zbadać jego temperaturę odparowania w atmosferze.

Maksymalne napełnienie instalacji ziębnikiem

Dopuszczalne napełnienie zależne jest od ziębnika i grupy bezpieczeństwa ziębnika oraz od kategorii pomieszczeń w których ta instalacja jest rozlokowana [1].

Konserwacja instalacji ziębniczych i klimatyzacyjnych

Czynności konserwacyjne dotyczą:

- stałej kontroli sprawności elementów instalacji, przyrządów pomiarowych i sterujących,
- stałego dozoru urządzeń przeciwawaryjnego i uniknięcia zagrożeń dla personelu.

Należy bezwzględnie przestrzegać terminów i zakresów przeglądów serwisowych wyznaczonych przez instrukcje obsługi.

Należy bezwzględnie natychmiast usuwać wady i nieszczelności instalacji przez kompetentny zespół serwisowy.

Przetłaczanie ziębnika

Przetaczanie ziębnika to napełnianie, opróżnianie lub dopełnianie instalacji. Przy dopełnianiu instalacji należy zwrócić szczególną uwagę na zawartość butli do tego celu stosowanej, aby nie dopełnić instalacji nieodpowiednim ziębnikiem. Butle powinny być odłączone od instalacji natychmiast po zakończeniu przetłaczania. Do gromadzenia czynnika odzyskiwanego z instalacji mogą służyć jedynie butle z atestem wyposażone w dwa zawory: „cieczowy" i „parowy". Oznaczenie dopuszczalnej masy ziębnika powinno znajdować się na butli.

Opróżnianie układu (agregatu) z ziębnika

Podczas opróżniania układu (agregatu) lub instalacji należy zachować szczególną ostrożność i ograniczyć do niezbędnego minimum emisje ziębnika do atmosfery. Dlatego też czynności serwisowe muszą być wykonywane przez wykwalifikowany serwis chłodniczy zaopatrzony w niezbędne specjalistyczne urządzenia służące do opróżniania, składowania czynnika ziębniczego i napełniania ziębnikiem.

Przetaczanie lub opróżnianie instalacji wypełnionej ziębnikiem powinno być przeprowadzane w następujący sposób:

a) jeśli do przetaczania ziębnika nie można wykorzystać sprężarki z instalacji ziębniczej, do instalacji tej należy podłączyć odpowiedni osprzęt do odzysku w celu przetaczania ziębnika albo do innej instalacji ziębniczej, albo do oddzielnego pojemnika,

b) przed przystąpieniem do obsługi, naprawy itd., która wymaga rozszczelnienia instalacji, ciśnienie bezwzględne w instalacji lub jej częściach powinno zostać obniżone do wartości 0,05 bar,
c) przed przystąpieniem do złomowania instalacja ziębnicza lub jej części powinny zostać opróżnione do ciśnienia bezwzględnego wynoszącego:
   – 0,6 bar w przypadku instalacji ziębniczych o pojemności do 0,2 m^3 włącznie,
   – 0,3 bar w przypadku instalacji ziębniczych o pojemności wewnętrznej powyżej 0,2 m^3.

Zasady zamiany czynnika ziębniczego

Każda sprężarka jest zbudowana dla wybranego czynnika. Wymiary cylindrów, kanałów przepływowych czynnika, zaworów i sprężyn zostały ustalone zależnie od objętości właściwej i gęstości czynnika. Każdy czynnik ma inną objętość właściwą i inną gęstość, co powoduje, że po zamianie czynnika sprężarka pracuje w gorszych warunkach, a więc z mniejszą sprawnością. Ilość ciepła odbierana prze 1 m3 czynnika od chłodzonego otoczenia, czyli tzw. wydajność ziębnicza właściwa, jest dla każdego czynnika inna. Zmieniając zatem czynnik na inny o mniejszej wydajności ziębniczej właściwej, zmniejsza się obciążenie skraplacza i silnika napędzającego sprężarkę. Zamiana w odwrotnym kierunku, tj. zastąpienie czynnika o mniejszej wydajności czynnikiem o większej wydajności, powoduje zwiększenie obciążenia skraplacza. Wzrasta ciśnienie skraplania, a zatem i obciążenie silnika.

Odzysk

Odzysk (*recovery*), to operacja opróżniania z ziębnika eksploatowanych, naprawianych, a także złomowanych urządzeń lub w trakcie procesów produkcyjnych i gromadzenia go w zewnętrznym pojemniku bez oczyszczania i kontroli jakościowej tej substancji.

Powody odzysku ziębnika:
– naprawa lub wymiana elementów wyposażenia urządzenia lub instalacji jako część rutynowych działań obsługowych,
– wymiana ziębnika w razie jego zanieczyszczenia (woda, olej, kwasy),
– przeróbka (modernizacja) instalacji,
– demontaż urządzenia po jego wycofaniu z eksploatacji,
– wszelkie operacje opróżniania związane z zastępowaniem ziębników grupy CFC ich alternatywnymi zamiennikami bezchlorkowymi (operacje przezbrajania – retrofit).

Wszystkie ziębniki powinny być odzyskiwane celem ich ponownego użycia, uzdatnienia lub zregenerowania przed ponownym użyciem lub też powinny być likwidowane we właściwy sposób.

Analiza konstrukcji instalacji ziębniczej:
– Czy sprężarka jest sprawna?
– Jeżeli instalacja zawiera pompy to czy są sprawne?
– Jakie są punkty dostępu do instalacji?
– Czy istnieją w niej odpowiednie przyłącza?
– Ile zbiorników zawiera instalacja i jaka jest pojemność każdego z nich?
– Jaki jest typ zainstalowanych elementów rozprężnych (dławiących) w urządzeniu?
– Czy w przewodzie cieczowym znajduje się ręczny zawór odcinający, czy elektromagnetyczny?

– Jakie są długości przewodów oraz czy są znaczne różnice poziomu posadowienia różnych elementów urządzenia?
– Jakiego typu parowacze znajdują się w instalacji (suche, zalane)?

Operacja odzysku ziębnika polega na:

1. Opróżnianie instalacji z ziębnika bez zmiany jego stanu za pomocą:
   a) sprężarki instalacji ziębniczej,
   b) stacji odzysku.
2. Przetoczenie ziębnika do specjalnej butli przeznaczonej do gromadzenia ziębnika pochodzącego z odzysku.

Operacje powyższe wykonuje się z użyciem osprzętu pomocniczego w celu:
– uzyskania dostępu do odpowiednich przewodów instalacji,
– podłączenia do niej butli i stacji odzysku,
– całkowitego opróżnienia samej stacji odzysku.

Klasyfikacja urządzeń do odzysku:
– do odzysku fazy ciekłej,
– do odzysku fazy parowej.

Niektóre z nich mogą wykonywać obie operacje.

Butle do gromadzenia odzyskanego ziębnika

Podział butli odpowiednio do ciśnienia pary nasyconej ziębnika:
– Pojemniki do ziębników niskociśnieniowych takich jak R11, R113,
– Butle spawane dla ziebników **średnio-** i **wysokociśnieniowych**, takich jak R12, R22 i R 502,
– Butle cięższe, testowane na wyższe ciśnienia dla ziębników o **bardzo wysokich ciśnieniach**, takich jak R 13, R 13B1.

Oznakowanie butli

Butla do odzysku powinna posiadać przymocowana metrykę z miejscem na podanie:
– ilości ziębnika (masa kg),
– rodzaju ziębnika,
– nazwiska montera prowadzącego operacje odzysku.

Zabezpieczenie butli przed przepełnieniem

Butla przeznaczona do odzyskiwanego ziębnika powinna być zabezpieczona przed przepełnieniem.

Istnieją trzy sposoby zabezpieczenia:
– przełącznik poziomu cieczy,
– wagi: szalkowe, wiszące sprężynowe, bez odczytu,
– podwójny zawór cieczowo-parowy.

Zawór posiada dwie rurki pionowe, z których jedna sięga dna a druga poziomu 80% napełnienia butli czyli maksymalnej ładowności, która jest funkcją wewnętrznej objętości pojemnika i gęstości cieczy czynnika ziębniczego w temperaturze (zwykle 20°C). W momencie napełnienia butli do 80% następuje wyłączenie stacji odzysku.

Odzysk ziębnika w fazie ciekłej

- dzięki różnicy ciśnień statycznych,
- dzięki różnicy temperatur (przetaczanie cieplne),
- pompą odśrodkową,
- pompą pneumatyczną,
- sprężarką.

Ad. 1. Przyczyny występowania różnicy ciśnienia statycznego

- stała różnica uzyskana dzięki dodatkowemu ciśnieniu gazu obojętnego,
- krótkotrwała różnica wynikająca z różnicy ciśnień początkowych panujących w butli i w instalacji chłodniczej,
- różnica wynikająca z różnych poziomów umiejscowienia butli, dzięki czemu przepływ cieczy następuje pod działaniem siły ciężkości,
- przetłaczanie czynnika z wykorzystaniem azotu,
- wykorzystanie względnej próżni w butli na ziębnik,
- wykorzystanie względnej próżni w butli na ziębnik,

Ad. 2. Przetaczanie cieplne ciekłego czynnika

- przechowywanie butli w chłodnym pomieszczeniu w przeddzień dokonywanych operacji,
- używając ciekłego azotu do oziębienia butli.

Ad. 3. Przetaczanie ziębnika z użyciem pomp odśrodkowych

Ad. 4. Przetaczanie ziębnika z użyciem pomp pneumatycznych

Ad. 5. Przetaczanie ziębnika na drodze sprężania pary

- odparowywanie cieczy,
- wytłaczanie czynnika ziębniczego (np. metoda „push-pull").

Odzysk ziębnika w fazie parowej

- odzysk fazy parowej dzięki różnicy ciśnień,
- odzysk fazy parowej z użyciem oziębiania,
- odzysk fazy parowej z wykorzystaniem adsorpcji,
- odzysk z użyciem sprężarki
- Odzysk fazy parowej z użyciem pomp pneumatycznych (ze skraplaczem lub bez),

Odzysk fazy parowej z użyciem pompy próżniowej.

Wyposażenie pomocnicze:

- wagi,
- złącza elastyczne i samozamykające,
- pompa próżni wstępnej,
- manometr rurkowy lub wakuometr elektroniczny,
- środki do kontroli szczelności połączeń,
- odwracalne klucze z grzechotką,
- standardowy zestaw kluczy nasadowych i płaskich,

- kluczy do rur, kluczy oczkowych i nastawnych,
- zestaw śrubokretów,
- czterozaworowa oprawa manometrów,
- zawory przekłuwające o dużym przepływie.

Ocena poziomu napełniania instalacji ziębnikiem

- oszacowanie poziomu napełnienia ziębnikiem instalacji, która ma być opróżniona,
- ustalenie liczby i pojemności niezbędnych butli do odzysku, mając na uwadze napełnienie maksymalne 80 % objętości,
- ustalenie odpowiedniego rodzaju stacji odzysku,

Środki ostrożności

- zapewnienie skutecznej wentylacji naturalnej lub mechanicznej w pomieszczeniach, w których prowadzi się prace z urządzeniami napełnionymi większymi ilościami ciekłego ziębnika,
- usuwanie oleju z instalacji.

Przetaczanie fazy ciekłej odzyskiwanego ziębnika umożliwia jednocześnie skuteczne odciągnięcie oleju z układu.

Charakterystyka zanieczyszczeń w ziębniku

- posiadają swoje źródło,
- prowadzą do awarii lub nieprawidłowego działania urządzenia ziębniczego,
- posiadają standardowo określone wartości progowe,
- dają się wykryć metodami analitycznymi,
- można je usuwać zmniejszając ich zwartość poniżej ustalonych progów,
- mogą być czasami niemożliwe do usunięcia w sposób opłacalny ekonomicznie (wtedy należy zniszczyć ziębnik).

Typowe zanieczyszczenia

- woda,
- kwasy,
- cząstki stałe,
- gazy nie ulegające kondensacji,
- mieszaniny ziębników.

Uzdatnianie i regeneracja czynników chłodniczych

Ziębnik może być poddany dwom operacjom: regeneracji lub uzdatnieniu. Regeneracja to operacja pełnego oczyszczania zużytego ziębnika poprzez filtrowanie i obróbkę fizykochemiczną wraz ze szczegółową analizą chemiczną. Natomiast uzdatnianie – operacja częściowego oczyszczania zużytego ziębnika w cyklu zamkniętym poprzez odseparowanie z niego oleju, zmniejszenie zawilgocenia.

Literatura

[1] PN-EN 387-1, czerwiec 2000, Instalacje ziębnicze i pompy ciepła. Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska – cz. 1: Wymagania podstawowe, definicje, klasyfikacja i kryteria wyboru.
[2] PN-EN 378-2, Instalacje ziębnicze i pompy ciepła. Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska, cz. 2: Projektowanie, budowanie, sprawdzanie, znakowanie i dokumentowanie.
[3] PN-EN 378-3, PROJEKT, Instalacje ziębnicze i pompy ciepła. Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska, cz. 3: Usytuowanie instalacji i ochrona osobista.
[4] PN-EN 378-4, PROJEKT, Instalacje ziębnicze i pompy ciepła. Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska, cz. 4: Obsługa, konserwacja, naprawa i odzysk.
[5] Clodic D., Sauer F., *Vademecum odzysku czynników chłodniczych*, IPPU, Masta 1999.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

MAREK PRYMON, JAN WRONA*

OBIEG STIRLINGA JAKO ALTERNATYWA W BUDOWIE URZĄDZEŃ CHŁODNICZYCH

STIRLING CYCLE AS AN ALTERNATIVE IN THE CONSTRUCTION OF REFRIGERATION DEVICES

Streszczenie

W artykule opisano podstawy teoretyczne działania urządzeń chłodniczych opartych na obiegu Stirlinga. Urządzenia tego typu mogą być alternatywą do stosowanych obecnie powszechnie chłodziarek realizujących obieg Linde. Przedstawiono zastosowanie analizy Schmidt'a wykorzystywanej w celu wstępnego wymiarowania tego typu urządzeń. Podano podstawowe zależności oraz opisano algorytm modelowania obiegu termodynamicznego Stirlinga. Analizę termodynamiczną obiegu chłodniczego Stirlinga uzyskaną z analizy Schmidta, gdzie cylindry traktowane są jako przestrzenie izotermiczne, porównano z wynikami otrzymanymi dla tego samego urządzenia przy założeniu, że cylindry stanowią przestrzenie adiabatyczne

Słowa kluczowe: *obieg Stirlinga*, *urządzenia chłodnicze*, *chłodziarka Stirlinga*, *modelowanie obiegu chłodniczego*

Abstract

The paper presents the theoretical basis of refrigeration equipment based on the Stirling cycle. Devices of this type may be an alternative to the now commonly used in refrigerating realizing circulation of Linde. The authors presents of analysis of Schmidt, which was used for the initial sizing of refrigerator devices. Dependencies and provides basic modeling algorithm described Stirling thermodynamic cycle. Thermodynamic analysis of the Stirling refrigeration cycle obtained from the analysis of Schmidt, where the cylinders are treated as isothermal spaces compared with the results obtained for the same device, assuming that the cylinders are spaces adiabatic

Keywords: *circulation Stirling*, *refrigerator*, *Stirling cooler*, *the refrigerant circuit modeling*

* Dr inż. Marek Prymon, dr inż. Jan Wrona, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Klasycznym rozwiązaniem stosowanym we współczesnym chłodnictwie są urządzenia działające wg obiegu parowego Lindego. W systemach tego typu czynnik chłodniczy odparowuje w przeponowym wymienniku ciepła (parowniku) kosztem energii pobranej od środowiska. Następnie czynnik jest przegrzewany i zasysany przez sprężarkę. Na skutek sprężenia wzrasta ciśnienie oraz temperatura gazu, który przepływa do kolejnego wymiennika ciepła (skraplacza). W skraplaczu czynnik, oddając ciepło, ulega kondensacji. Ciepło kondensacji zostaje odprowadzone w wymienniku ciepła, a ciekły czynnik przepływa przez element rozprężny ponownie do parownika, gdzie odparowuje, pobierając z otoczenia ciepło.

W przeszłości większość urządzeń działających wg opisanego powyżej procesu wykorzystywało jako czynnik roboczy CCl2F2 (zwany freonem R12) oraz inne fluoropochodne metanu i etanu. Związki te po przedostaniu się do stratosfery rozpadały się pod wpływem promieniowania ultrafioletowego na węgiel, fluor i chlor będący katalizatorem rozpadu ozonu w cząsteczkę dwuatomową tlenu.

W 1987 roku w Montrealu podpisano międzynarodowe porozumienie w sprawie przeciwdziałania dziurze ozonowej. Od tego czasu związki zubożające warstwę ozonową oraz przyczyniające się do globalnego ocieplenia są sukcesywnie wycofywane z produkcji i użycia. Dodatkowo nowe czynniki chłodnicze często pociągają za sobą zmiany w konstrukcji samych urządzeń chłodniczych.

Wprowadzone nowe czynniki, takie jak R134a, miały zastąpić dotychczas stosowane substancje jedynie czasowo. Ze względu na zubożenie warstwy ozonowej oraz postępujące globalne ocieplenie w ostatnich dwóch dekadach większość krajów rozwiniętych zdecydowała się na wycofanie związków HCFC oraz CFC [9]. Związki te są obecnie wycofywane z użycia a laboratoria nadal pracują nad nowymi czynnikami chłodniczymi.

Kolejnym czynnikiem, którego wycofanie wiąże się z dużymi kosztami, jest R22 wykorzystywany obecnie w większości instalacji przemysłowych oraz w klimatyzacji.

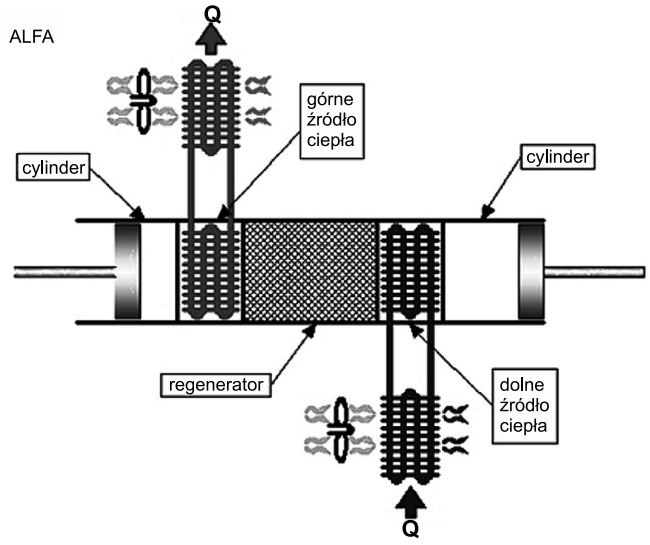
Alternatywą do stosowanych obecnie powszechnie obiegów parowych może być zastosowanie obiegu gazowego. Jednym z rozwiązań jest maszyna (ziębiarka) realizująca obieg Stirlinga, której schemat działania przedstawiono na rysunku poniżej (rys. 1).

Historycznie pierwszym pracującym wg obiegu Stirlinga urządzeniem był silnik cieplny skonstruowany przez szkockiego duchownego Roberta Stirlinga w 1816 roku [1, 2]. W czasie niemal 200-letniej historii urządzenia Stirlinga były stosowane jako silniki oraz ziębiarki, jednakże z powodu problemów technologicznych związanych z dostępnymi materiałami nie weszły one nigdy do seryjnej produkcji. W ostatnim okresie znaczny postęp techniczny w dziedzinie inżynierii materiałowej pozwolił na rozwiązanie większości problemów, na które napotykali w przeszłości konstruktorzy maszyn Stirlinga. W świetle opisanych powyżej problemów związanych z czynnikami stosowanymi w obiegach parowych spowodowało to ponowny wzrost zainteresowania tymi urządzeniami.

Urządzenia realizujące obieg Stirlinga można podzielić pod względem konfiguracji na trzy grupy (alfa, beta, gamma) oraz dodatkowo jako kolejną konfigurację można rozpatrywać tzw. urządzenia temoakustyczne z tzw. falą biegnącą [1–4, 6, 17].

Największą efektywność osiągają urządzenia typu alfa. Wynika to z najmniejszej ilości procesów nieodwracalnych spośród wszystkich konfiguracji. Wadą tej konfiguracji jest ko-

nieczność uszczelnienia obu tłoków oraz mechanizmu przeniesienia napędu z przesunięciem fazowym około 90°. Z tego powodu większość produkowanych urządzeń chłodniczych pracujących w obiegu Stirlinga działa w konfiguracji beta. Przykładem może być chłodziarka opracowana przez firmę Global-Cooling. Urządzenie działające osiąga współczynnik efektywności ziębniczej (COP) równy 2 przy różnicy temperatur 35 [K]. Badania eksperymentalne ziębiarki Stirlinga w układzie cylindrów „V-90°", zostały przedstawione w [12]. Testy wykonano dla helu oraz argonu przy różnych ciśnieniach napełnienia. Model termodynamiczny takiego urządzenia z założeniem stanów ustalonych w zdyskretyzowanej przestrzeni 1D przedstawiono w pracy [13].



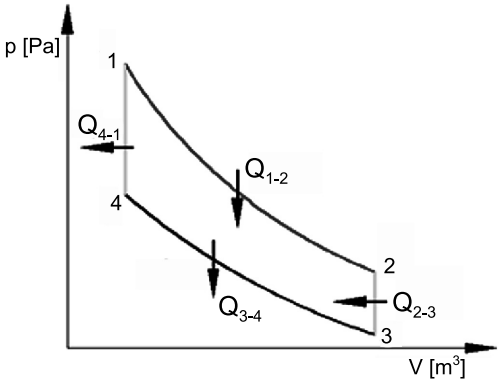
Rys. 1. Schemat działania urządzenia chłodniczego Stirlinga
Fig. 1. Functional diagram of the Stirling refrigeration appliance

Inne spotykane obecnie rozwiązanie wykorzystujące obieg Stirlinga to urządzenia termoakustyczne z falą biegnącą. Urządzenia te stosowane są gównie w kriogenice ze względu na brak tłoków i innych elementów ruchomych zlokalizowanych w okolicy wymienników ciepła. Pozwoliło to uniknąć problemów materiałowych dzięki czemu np. chłodziarki typu *puls-tube* mogą osiągać temperatury rzędu 10 [K]. Urządzenia termoakustyczne [6, 14–16] mają zwykle niższą sprawność od odpowiadających im urządzeń Stirlinga, co wynika z dyssypacji energii w gazie oraz przewodzenia ciepła (często stosuje się dodatkowe wymienniki ciepła przy „zimnym" końcu urządzenia w celu złagodzenia skutków tego procesu).

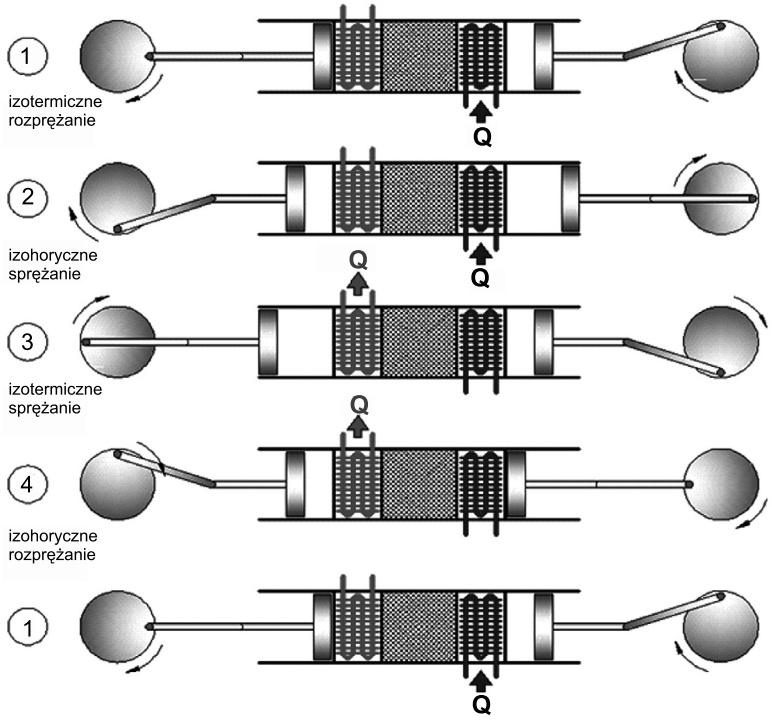
2. Obieg Stirlinga

Maszyna Stirlinga to urządzenie realizujące obieg termodynamiczny określany teoretycznie jako zespół czterech przemian termodynamicznych (dwie izotermy i dwie izochory) (rys. 2). Teoretyczna efektywność obiegu jest równa efektywności obiegu Carnot i jest wyż-

sza od efektywności teoretycznej obiegu Lindego. W obiegu Stirlinga zamknięta w przestrzeni roboczej masa gazu przemieszcza się cyklicznie przy równoczesnych zmianach ciśnienia (rys. 3).



Rys. 2. Teoretyczny obieg termodynamiczny maszyny Stirlinga
Fig. 2. Theoretical thermodynamic cycle Stirling machines



Rys. 3. Cykle w urządzeniu realizującego obieg termodynamiczny Stirlinga
Fig. 3. Cycles in the device performing the Stirling thermodynamic cycle

Opisany powyżej proces realizowany jest w idealnej maszynie Stirlinga przy założeniu, że cylindry są jednocześnie wymiennikami ciepła, a regenerator jest urządzeniem odwracalnym. Bilans energetyczny takiego idealnego regeneratora podczas jednego cyklu wynosi zero, gdyż $Q_{2-3} = Q_{4-1}$. W rzeczywistości z powodu nieodwracalności rzeczywistych przemian energii nie można zbudować idealnej maszyny Stirlinga. Ta sama zasada dotyczy wszystkich obiegów termodynamicznych, przy czym silnik Stirlinga jest jedyną maszyną cieplną możliwą do zbudowania, która posiada sprawność teoretyczną obiegu Carnot.

W praktyce jednak niemożliwe jest zrealizowanie opisanego powyżej obiegu złożonego z czterech przemian, ponieważ gaz w poszczególnych chwilach pracy urządzenia pozostaje we wszystkich składowych objętościach przestrzeni roboczej (wymienniki ciepła, regenerator, cylindry). Nieodwracalność procesu oraz ciągła, równoczesna zmiana ciśnienia i objętości przestrzeni roboczej podczas cyklu pracy powoduje, że wspomniany model nie jest prawidłowy, nawet na potrzebę analizy teoretycznej przeprowadzanej w celu wstępnego wymiarowania urządzenia.

Poprawna analiza procesu wymaga dyskretyzacji przestrzeni oraz czasu. W modelowaniu zakłada się, że przemiany termodynamiczne zachodzą w poszczególnych sekcjach urządzenia traktowanych jako odrębne objętości kontrolne. Cykl pracy urządzenia (jeden pełny obrót wału) dzieli się na elementarne kąty dΦ, w których stan gazu rozpatrywany jest jako ustalony. W efekcie otrzymuje się stany gazu w poszczególnych objętościach składowych przestrzeni roboczej w danych, dyskretnych chwilach cyklu Stirlinga [3–5, 7].

Przyjmując powyższe założenia, uzyskuje się układ równań opisujący pracę urządzenia, których rozwiązanie (z założeniem odpowiedniego kroku dyskretyzacji $d\Phi$) pozwala określić parametry pracy urządzenia w danych warunkach. Rozbudowując model o nieodwracalność poszczególnych procesów zachodzących w wymiennikach, wprowadzając opory przepływu gazu oraz straty ciepła przez regenerator i obudowę urządzenia, można przeprowadzić optymalizację urządzenia, wyznaczając przesunięcie fazowe cylindrów, zwymiarować regenerator oraz wymienniki ciepła.

3. Analiza Schmidta

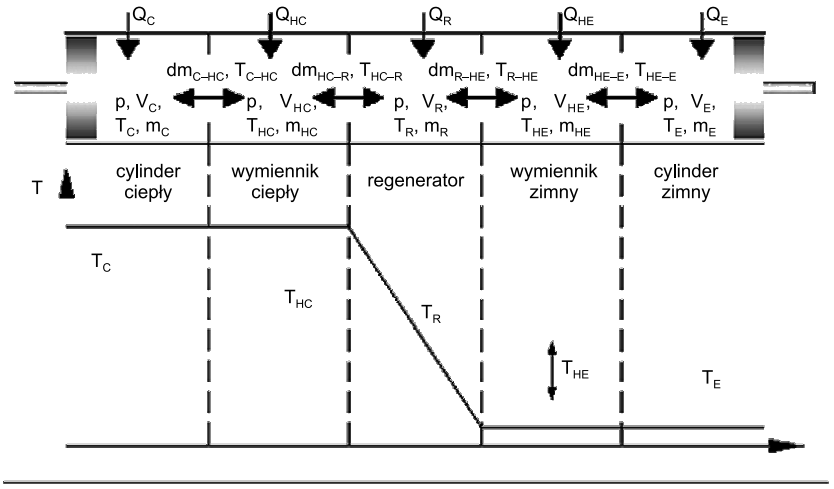
Analiza Schmidta jest podstawowym i najprostszym narzędziem do wstępnego wymiarowania urządzeń Stirlinga. Zakłada ona izotermiczne przemiany czynnika roboczego w cylindrach. Obliczenia wykonuje się, rozpatrując poszczególne sekcje maszyny Stirlinga jako odrębne objętości kontrolne wg poniższego schematu (rys. 4).

a) Bilans masy

$$M = m_C + m_{HC} + m_R + m_{HE} + m_E \tag{1}$$

gdzie:

- M – całkowita masa gazu w urządzeniu [kg],
- m_C – masa gazu w cylindrze ciepłym [kg],
- m_E – masa gazu w cylindrze zimnym [kg],
- m_{HC} – masa gazu w wymienniku ciepłym [kg],
- m_{HE} – masa gazu w wymienniku zimnym [kg],
- m_R – masa gazu w wymienniku regeneracyjnym [kg].



Rys. 4. Schemat dyskretyzacji przestrzeni maszyny Stirlinga w analizie Schmidta
Fig. 4. Diagram of the space discretization in the analysis of Stirling machines Schmidt

b) Objętości gazu w poszczególnych sekcjach urządzenia

$$V_C = V_C(\Phi) \text{ – cylinder ciepły [m}^3\text{]} \tag{2}$$

$$V_E = V_E(\Phi) \text{ – cylinder zimny [m}^3\text{]} \tag{3}$$

$$V_{HC} = \text{const.} \text{ – wymiennik ciepły [m}^3\text{]} \tag{4}$$

$$V_{HE} = \text{const.} \text{ – wymiennik zimny [m}^3\text{]} \tag{5}$$

$$V_R = \text{const.} \text{ – regenerator [m}^3\text{]} \tag{6}$$

gdzie:

Φ – chwilowa wartość kąta położenia wału.

c) Równanie stanu dla każdej objętości przyjmuje postać

$$m = pV/RT \tag{7}$$

d) Podstawiając odpowiednio wartości 2–6 do równania 7, otrzymujemy chwilowe wartości masy gazu w poszczególnych sekcjach urządzenia. Następnie podstawiając otrzymane masy do równania 1, otrzymujemy zależność na ciśnienie w przestrzeni roboczej w funkcji chwilowego kąta położenia wału.

$$p(\Phi) = \left(MR \left(\frac{V_C(\Phi)}{T_C} + \frac{V_{HXC}}{T_{HXC}} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_{HXE}}{T_{HXE}} + \frac{V_E(\Phi)}{T_E} \right)^{-1} \right) \tag{8}$$

e) Temperaturę średnią gazu w regeneratorze obliczamy z zależności

$$T_R = \frac{T_{HC} - T_{HE}}{\ln\left(\frac{T_{HC}}{T_{HE}}\right)} \tag{9}$$

f) Pracę obiegu otrzymujemy, całkując poniższe zależności

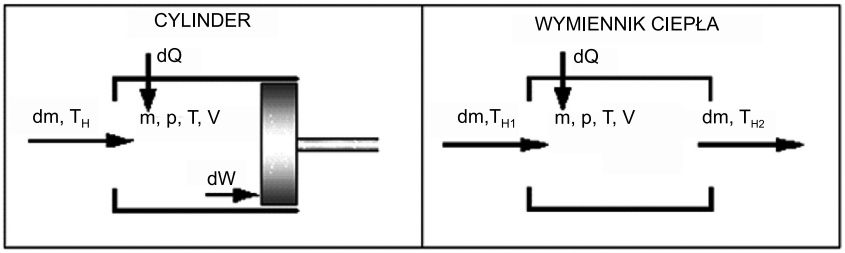
$$W_C = \oint pdV_C(\Phi), \qquad W_E = \oint pdV_E(\Phi) \tag{10}$$

$$W = W_C + W_E \tag{11}$$

g) Pierwszą zasadę termodynamiki dla dowolnej objętości (rys. 5) można zapisać zależnością 12, 13.

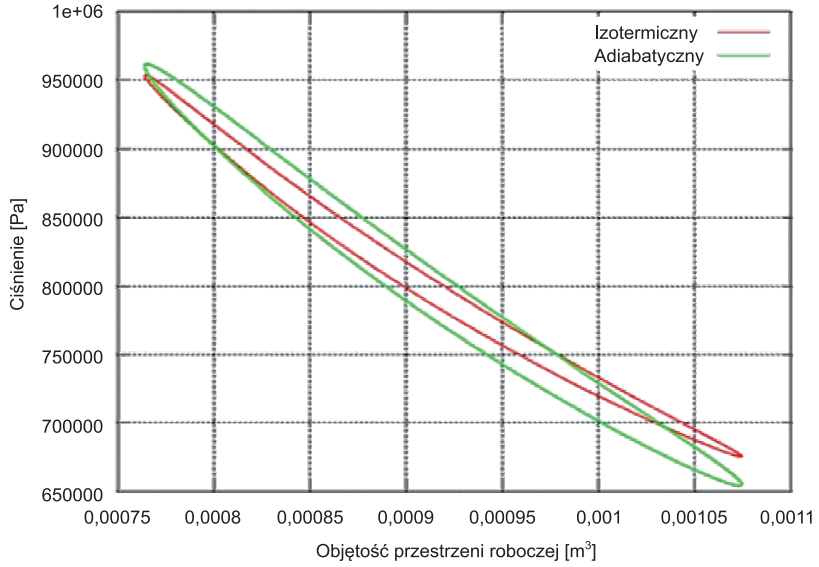
$$dQ + c_p T_H dm = dW + c_v d(mT) \tag{12}$$

$$dQ = dW - RTdm \tag{13}$$



Rys. 5. Schemat przepływu energii w cylindrze oraz wymienniku ciepła

Fig. 5. Schematic of energy flow in the cylinder and heat exchanger



Rys. 6. Wykres *p–v* dla chłodziarki Stirlinga (przypadek izotermicznej oraz adiabatycznej przemiany gazu w cylindrach)

Fig. 6. Figure *p–v* for Stirling coolers (isothermal and adiabatic case the transformation of gas in cylinders)

h) Całkując dla pełnego cyklu ($dm = 0$), otrzymujemy równości

$$dQ = dW \text{ – dla cylindra}$$

$$dQ = 0 \text{ – dla wymiennika ciepła}$$

Otrzymany wynik jest zgodny z założeniami doskonałego obiegu termodynamicznego. W przypadku Analizy Schmidta zakłada się, że całe ciepło jest doprowadzane i odprowadzane przez izotermiczne cylindry.

Na wykresie powyżej (rys. 6) kolorem czerwonym przedstawiono zależność ciśnienia od temperatury będącą wynikiem analizy Schmidta wykonanej dla chłodziarki Stirlinga. Kolorem zielonym oznaczono tę samą zależność dla przypadku, gdy przemiana gazu w cylindrach jest adiabatyczna, a energia jest odprowadzana oraz doprowadzana do obiegu przez wymienniki ciepła. Można zauważyć, że praca włożona do obiegu w przypadku wykresu obrazującego obieg z izotermiczną przemianą gazu w cylindrze jest mniejsza od pracy dla cylindrów, w których zachodziła przemiana adiabatyczna.

4. Wnioski

W artykule przedstawiono teoretyczne podstawy konieczne do wymiarowania i projektowania urządzeń realizujących obieg Stirlinga. Zastosowanie dyskretyzacji przestrzeni oraz czasu w modelowaniu przestrzeni roboczej pozwala dokładnie określić parametry pracy urządzenia w danych warunkach. Uwzględniając w modelu nieodwracalność procesów zachodzących w wymiennikach, wprowadzając opory przepływu gazu i straty ciepła przez regenerator i obudowę urządzenia, można przeprowadzić optymalizację urządzenia polegającą na wyznaczeniu przesunięcia fazowego cylindrów i na zwymiarowaniu regeneratora oraz wymienników ciepła.

Zwiększone zainteresowanie producentów oraz naukowców zastosowaniem technologii Stirlinga w świetle obowiązujących oraz planowanych regulacji prawnych dotyczących ochrony warstwy ozonowej i obniżenia poziomu emisji gazów cieplarnianych wskazuje, że urządzenia działające w obiegu Stirlinga mogą w przyszłości stanowić realna alternatywę do klasycznych technologii. Efektem ich wdrożenia do masowej produkcji byłoby obniżenie zużycia energii związanej z eksploatacją klimatyzatorów, chłodziarek domowych oraz pomp ciepła, gdyż urządzenia te charakteryzują się wyższym współczynnikiem efektywności (teoretyczny obieg Stirlinga posiada maksymalną z możliwych sprawność termodynamiczną).

Stosowany w chłodziarkach Stirlinga hel jako czynnik roboczy jest bezpieczny pod względem toksyczności i palności (posiada safety group A1) oraz charakteryzuje się ODP (potencjał niszczenia warstwy ozonowej) = 0,0. Znacznie mniejsza ilość części ruchomych w porównaniu do tradycyjnych ziębiarek oraz prostszy układ automatyki wpłynie na większą niezawodność i trwałość tych urządzeń.

Dopracowanie technologii oraz wprowadzenie jej do produkcji zmniejszyłoby koszty związane z chłodnictwem oraz rozwiązałoby problemy wymiany czynników ziębniczych na nowe, przyjazne środowisku, których ceny przekraczają obecnie znacznie ceny ich poprzedników [18].

Literatura

[1] Martini W.R., *Stirling Engine Design Manual*, University Press of the Pacific, 2004.
[2] Organ A.J., *The Regenerator and the Stirling Engine*, Willey 1997.
[3] Finkelstein T., Organ A.J., *Air Engine*, ASME Press 2001.
[4] Thombarea D.G., Verma S.K., *Technological development in the Stirling cycle engines*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008.
[5] Urieli I., Berchowitz D., *Stirling Cycle Engine Analysis*, ISBN 0-85274-435-8, Intl Public Service 1984
[6] Swift G.W., *Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators*, Los Alamos National Laboratory, Acoustical Society of America 2002.
[7] Chen N.C.J., Griffin F.P., *A Review of Stirling Engine Mathematical Models*, Oak Ridge National Laboratoty.
[8] Dziennik Ustaw z 2004 r. Nr 121 poz. 1263, Ustawa z dnia 20 kwietnia 2004 r. o substancjach zubożających warstwę ozonową.
[9] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2037/2000 z 29 czerwca 2000 r. w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową.
[10] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady nr 842/2006 z 17 maja 2006 r. w sprawie niektórych fluorowanych gazów cieplarnianych.
[11] Ustawa o systemie zarządzania emisjami gazów cieplarnianych i innych substancji z dnia 17 lipca 2009. Dz.U. z 2009r. Nr 130, poz. 1070.
[12] Le'an S., Yuanyang Z., Liansheng L., Pengcheng S., *Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator*, Applied Thermal Engineering, 29, 2009, 210-215.
[13] Ataera O.E., Karabulut H., *Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator*, International Journal of Refrigeration 28, 2005, 183-189.
[14] Tijani M.E.H., Spoelstra S., *Study of a coaxial thermoacoustic-Stirling cooler*, Cryogenics 48 (2008), 77-82.
[15] Uedaa Y., Biwaa T., Yazakib T., Mizutania U., *Construction of a thermoacoustic Stirling cooler*, Physica B 329–333, 2003, 1600-1601.
[16] Zhua S., Matsubara Y., *Numerical method of inertance tube pulse tube refrigerator*, Cryogenics 44, 2004, 649-660.
[17] Żmudzki S., *Silniki Stirlinga*, WNT, Warszawa 1993.
[18] PN-EN-378 Instalacje ziębnicze i pompy ciepła jako nowe kryterium oceny urządzeń chłodniczych.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

JAROSŁAW MÜLLER*

OKREŚLENIE NIEPWENOŚCI POMIARU W BADANIACH INSTALACJI KLIMATYZACYJNYCH

DETERMINING THE UNCERTAINTY IN TESTING THE AIR CONDITIONING SYSTEMS

Streszczenie

Określenie niepewności pomiaru w badaniach instalacji klimatyzacyjnej jest bardzo istotnym zagadnieniem z punktu widzenia oszczędności energetycznych. Pomiary dokonywane w różnych punktach instalacji dają sygnał dla automatycznej regulacji, która jest odpowiedzialna za optymalne utrzymywanie parametrów powietrza. Właściwe obliczenie i przedstawienie niepewności pomiaru daje informację o jakości instalacji i pomiarach zarówno w eksploatacji istniejących systemów, jak i w badaniach laboratoryjnych.

Słowa kluczowe: *niepewność pomiaru*

Abstract

Estimating the uncertainty of the measurements when testing the air-conditioning installation is a very important issue because it has a strong effect on energy efficiency of the whole system. The measurements taken in various points of the system give the signal used by automatic regulation, which is responsible for controlling the air parameters. Proper calculation and presentation of uncertainty of measurements give the information of a quality of the system in running the existing installation as well as in laboratory tests.

Keywords: *uncertainty*

* Dr inż. Jarosław Müller, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Pomiary w obrębie klimatyzowanego pomieszczenia oraz w instalacji wentylacyjno-klimatyzacyjnej służą sprawdzeniu poprawności spełniania założeń projektowych w zakresie utrzymania zadanych parametrów oraz realizacji procesów uzdatniania powietrza w obrębie samej instalacji. Wymagania użytkownika, założenia projektowe obejmują zakres parametrów dopuszczalnych dla założonej klasy pomieszczenia. Pomiar poszczególnych wielkości, dokonany zgodnie z obowiązującymi normami, powinien udzielić odpowiedzi na pytanie o spełnienie wymagań i założeń. Zakres wykonywanych pomiarów został omówiony w rozdziale poświęconym kontroli instalacji. W poniższym opracowaniu szczególny nacisk zostanie położony na jakość informacji uzyskanej z pomiarów, czyli niepewność.

Szczegółowe omówienie tematyki niepewności pomiarów zamieszczono m.in. w literaturze [1].

Każdy pomiar jest zawsze operacją obciążoną niedokładnością, to znaczy, że estymata wartości rzeczywistej tego, co ma być zmierzone, otrzymana jako wynik pomiaru, różni się na ogół od wartości prawdziwej. Równość estymaty i estymowanej wartości jest zdarzeniem wyjątkowym, a fakt jego zajścia pozostaje nieznany. Istotą pomiaru jest jednak to, że niedokładność wyniku pomiaru można zawsze oszacować, to znaczy można zawsze określić graniczną rozbieżność między znanym wynikiem pomiaru a nieznaną wartością rzeczywistą.

Szacowanie niedokładności pomiaru jest jedną z podstawowych czynności, która powinna być wykonywana w procesie mierzenia dowolnej wielkości.

Podając wynik pomiaru wielkości fizycznej, należy koniecznie podać także informację o jakości tego wyniku, tak aby korzystający z tego wyniku mógł oszacować jego wiarygodność. Bez takiej informacji wyniki pomiarów nie mogą być porównywane ani pomiędzy sobą, ani z wartościami odniesienia podawanymi w specyfikacji lub odpowiedniej normie. Potrzebna jest zatem wygodna w stosowaniu, zrozumiała i powszechnie akceptowana procedura charakteryzowania jakości wyniku pomiaru, to jest procedura obliczania i wyrażania jego niepewności.

Pojęcie niepewności jako określonej liczbowo wyrażanej cechy jest stosunkowo nowe w historii pomiarów, choć błąd i analiza błędów od dawna są częścią wiedzy o pomiarach, czyli metrologii. Gdy obliczy się wszystkie znane albo oczekiwane składowe błędu i wprowadzi je jako odpowiednie poprawki, pozostaje jeszcze niepewność co do poprawności tak otrzymanego wyniku i wątpliwości, w jakim stopniu wynik pomiaru dobrze reprezentuje wartość wielkości będącej przedmiotem pomiaru.

W wielu zastosowaniach przemysłowych i handlowych, jak również w dziedzinie ochrony zdrowia i zapewnienia bezpieczeństwa, trzeba często podawać przedział wokół wyniku pomiaru, obejmujący dużą część rozkładu wartości, które w uzasadniony sposób można przypisać wielkości stanowiącej przedmiot pomiaru. Metoda obliczania i wyrażania niepewności pomiaru umożliwia szybkie określanie tego przedziału, a zwłaszcza przedziału z prawdopodobieństwem objęcia, czyli poziomem ufności, realistycznie odpowiadający wymaganemu.

Niepewność wyniku pomiaru ogólnie składa się z wielu składników, które można zgrupować w dwie kategorie, zgodnie ze sposobem obliczania ich wartości liczbowych:

A. takie, które zostały obliczone metodami statystycznymi,
B. takie, które zostały obliczone innymi metodami.

2. Definicje

Niepewność (pomiaru) – parametr związany z wynikiem pomiaru, charakteryzujący rozrzut wartości, które można w uzasadniony sposób przypisać wartości mierzonej.

Niepewność standardowa – niepewność wyniku pomiaru wyrażona w formie odchylenia standardowego.

Obliczanie niepewności – metoda typu A – metoda obliczania niepewności pomiaru drogą analizy statystycznej serii pojedynczych obserwacji.

Obliczanie niepewności – metoda typu B – metoda obliczania niepewności pomiaru sposobami innymi niż analiza serii obserwacji.

Złożona niepewność standardowa – niepewność standardowa wyniku pomiaru określana, gdy wynik ten jest otrzymywany z wartości pewnej liczby innych wielkości, równa pierwiastkowi kwadratowemu z sumy wyrazów, będących wariancjami lub kowariancjami tych innych wielkości z wagami zależnymi od tego, jak wynik pomiaru zmienia się wraz ze zmianami tych wielkości.

Niepewność rozszerzona – wielkość określająca przedział wokół wyniku pomiaru, od którego to przedziału oczekuje się, że obejmie dużą część rozkładu wartości, które w uzasadniony sposób można przypisać wielkości mierzonej.

Współczynnik rozszerzenia – liczbowa zastosowana jako mnożnik złożonej niepewności standardowej w celu otrzymania niepewności rozszerzonej.

Nie zawsze zachodzi prosta zależność pomiędzy klasyfikacją na kategorie A i B a wcześniej stosowaną klasyfikacją na niepewności „przypadkowe" i niepewności „systematyczne".

Szczegółowe przedstawienie niepewności powinno obejmować pełną listę składowych, z określoną metodą użytą do wyznaczenia wartości liczbowej każdej z nich.

Składniki kategorii A są charakteryzowane przez estymaty wariancji s_i^2 lub estymaty „odchyleń standardowych" s_i i liczby stopni swobody v_i. Jeśli jest to wskazane, powinny być podane kowariancje.

Składniki kategorii B powinny być charakteryzowane przez wielkości u_j^2, które można rozpatrywać jako przybliżone wartości odpowiednich wariancji, jeśli takie istnieją. Wielkości u_j^2 można traktować jako wariancję, a wielkości u_j jako odchylenie standardowe. Jeżeli jest to wskazane, w podobny sposób powinny być traktowane kowariancje.

Niepewność złożona powinna być charakteryzowana przez wartość liczbową otrzymaną przez zastosowanie zwykłej metody składania wariancji. Niepewność złożona i jej składowe powinny być wyrażane w formie „odchyleń standardowych".

Jeżeli w pewnych zastosowaniach trzeba pomnożyć niepewność złożoną przez pewien współczynnik, aby otrzymać niepewność całkowitą, to należy zawsze podawać wartość tego współczynnika.

Pomiar

Celem pomiaru jest określenie wartości wielkości mierzonej, to jest wielkości poddanej pomiarowi. Pomiar więc zaczyna się określeniem wielkości mierzonej, metody pomiarowej i procedury pomiarowej.

Zwykle wynik pomiaru jest tylko przybliżeniem lub estymatą wartości wielkości mierzonej i dlatego wynik pomiaru jest pełny tylko wtedy, gdy jest podany wraz z niepewnością tej estymaty.

W praktyce wymagana specyfikacja lub definicja wielkości mierzonej zależą od wymaganej dokładności pomiaru. Wielkość mierzona powinna być zdefiniowana kompletnie w stosunku do wymaganej dokładności, tak aby dla wszystkich faktycznych celów związanych z pomiarem jej wartość była jedyną.

Przykład

Jeżeli długość pręta stalowego o nominalnej wartości jednego metra ma być wyznaczona z dokładnością do mikrometra, to w jego specyfikacji powinna być podana temperatura i ciśnienie, dla których ta długość jest określona. Wielkość mierzona powinna być zatem określona na przykład jako długość pręta w temperaturze 25,00°C i pod ciśnieniem 101 325 Pa (plus jakiekolwiek parametry, które wydają się być niezbędne, takie jak np. sposób umocowania pręta), Jednakże jeżeli długość ma być wyznaczona z dokładnością tylko do jednego milimetra, jej specyfikacja nie wymaga podawania temperatury czy ciśnienia, czy też wartości innych parametrów.

W wielu przypadkach wynik pomiaru jest określany na podstawie serii obserwacji otrzymywanych w warunkach powtarzalności pomiarów.

Przyjmuje się, że zmiany wyników powtarzanych obserwacji powstają, ponieważ wielkości, które mogą mieć wpływ na wynik pomiaru, nie mają niezmiennych wartości w czasie dokonywania obserwacji.

3. Błędy pomiaru

Zwykle pomiar zawiera wiele niedokładności, które przyczyniają się do powstania błędu wyniku pomiaru. Tradycyjnie przyjmuje się, że błąd ma dwie składowe: składową przypadkową i składową systematyczną.

Błąd przypadkowy przypuszczalnie wynika z nieprzewidywalnych (stochastycznych) czasowych i przestrzennych zmian parametrów wpływających na pomiar. Czynniki wywołujące takie zmiany, nazywane dalej oddziaływaniami przypadkowymi, powodują zmiany w wynikach powtarzanych obserwacji wielkości mierzonej. Błąd przypadkowy wyniku pomiaru nie może być skompensowany przez poprawkę, ale może być po prostu zmniejszony przez zwiększenie liczby obserwacji, przy czym wartość oczekiwana błędu przypadkowego wynosi zero.

Błąd systematyczny, podobnie jak błąd przypadkowy, nie może być całkowicie wyeliminowany, ale często może być zredukowany. Jeżeli błąd systematyczny powstaje wskutek rozpoznanego działania wielkości wpływającej na wynik pomiaru, dalej będzie ono nazywane *oddziaływaniem systematycznym*, to wynik tego oddziaływania może być określony ilościowo; jeśli jest on znaczny w porównaniu z wymaganą dokładnością pomiaru, to aby jego wpływ, to aby jego wpływ skompensować, wprowadza się addytywnie poprawkę lub multiplikatywnie współczynnik poprawkowy. Zakłada się, że po wprowadzeniu poprawki wartość oczekiwana błędu wynikającego z oddziaływania systematycznego wynosi zero.

Uwaga:

Niepewność poprawki kompensującej wpływ oddziaływania systematycznego na wynik pomiaru nie jest, jak niekiedy się to przedstawia, błędem systematycznym, nazywanym często

obciążeniem, wyniku pomiaru, wywołanym tym oddziaływaniem. Jest ona natomiast miarą niepewności wyniku z powodu niepełnej wiedzy o wartości, jaką powinna mieć poprawka. Błąd wynikający z niedoskonałej kompensacji oddziaływania systematycznego nie może być znany dokładnie. Terminy „błąd" i „niepewność" powinny być właściwie stosowane i należy uważać, aby odróżniać je od siebie.

4. Niepewność pomiaru

Niepewność wyniku pomiaru obrazuje brak dokładnej znajomości wartości wielkości mierzonej. Wynik pomiaru po korekcji rozpoznanych oddziaływań systematycznych pozostaje wciąż tylko *estymatą* wartości wielkości mierzonej, a to z powodu niepewności wynikającej z oddziaływań przypadkowych i niedoskonałej korekcji oddziaływań systematycznych.

Uwaga

Wynik pomiaru (po korekcji) może być w nieznanym stopniu bardzo bliski wartości wielkości mierzonej (i stąd mieć zaniedbywalny błąd), nawet gdy ma dużą niepewność. Tak więc niepewność wyniku pomiaru nie powinna być mylona z pozostałym nieznanym błędem.

Istnieje wiele możliwych źródeł niepewności pomiaru, a wśród nich:

a) niepełna definicja wielkości mierzonej;
b) niedoskonała realizacja definicji wielkości mierzonej,
c) niereprezentatywne próbkowanie – próbka mierzona może nie reprezentować danej wielkości mierzonej,
d) niepełna znajomość oddziaływań otoczenia na pomiar albo niedoskonały pomiar warunków otoczenia,
e) subiektywne błędy w odczytywaniu wskazań przyrządów analogowych,
f) skończona rozdzielczość albo próg pobudliwości przyrządu,
g) niedokładne wartości przypisane wzorcom i materiałom odniesienia,
h) niedokładne wartości stałych i innych parametrów otrzymywanych ze źródeł zewnętrznych do pomiaru, a używanych w procedurach przetwarzania danych,
i) przybliżenia i założenia upraszczające, tkwiące w metodzie i procedurze pomiarowej,
j) zmiany w powtarzanych obserwacjach wielkości mierzonej w pozornie identycznych warunkach.

Estymata wariancji u^2, charakteryzująca składową niepewności, otrzymana metodą typu A, jest obliczana z serii powtórzonych obserwacji i jest równa statystycznej estymacji wariancji s^2. Estymata odchylenia standardowego u, czyli dodatni pierwiastek kwadratowy z u^2, spełnia $u = s$ i dla wygody bywa czasami nazywana *niepewnością standardową typu A*. Dla składowej niepewności, otrzymanej metodą typu B, estymata wariancji u^2 jest obliczana z wykorzystaniem dostępnej wiedzy. Estymata odchylenia standardowego u jest czasami nazywana *niepewnością standardową typu B*.

Z tego powodu niepewność standardowa typu A jest obliczana z funkcji gęstości prawdopodobieństwa, otrzymanej z obserwowanego rozkładu częstości, podczas gdy niepewność standardowa typu B jest obliczana na podstawie założonej funkcji gęstości prawdopodobieństwa, opartej na stopniu zaufania w to, że zajdzie dane zdarzenie (często nazwanego praw-

dopodobieństwem subiektywnym). Oba podejścia korzystają z uznanych zasad interpretacji prawdopodobieństwa.

Niepewność standardowa wyniku pomiaru, gdy wynik ten jest otrzymany z wartości innych wielkości, jest nazywana *niepewnością standardową złożoną* i oznaczana przez u_c. Jest ona estymatą odchylenia standardowego związanego z wynikiem i równa jest dodatniemu pierwiastkowi kwadratowemu z wariancji złożonej, otrzymanej ze wszystkich wariancji i kowariancji składowych, obliczonych dowolna metodą, złożonych zgodnie z prawem *propagacji niepewności.*

Aby sprostać potrzebom pewnych zastosowań przemysłowych i handlowych, jak również wymaganiom w dziedzinie ochrony zdrowia i zapewnienia bezpieczeństwa, tworzy się *niepewność rozszerzoną U* przez pomnożenie niepewności standardowej złożonej u_c przez współczynnik rozszerzenia *k*. Niepewność rozszerzoną *U* wprowadza się po to, aby określić wokół wyniku pomiaru przedział, od którego oczekuje się, że obejmie dużą część rozkładu wartości, które można w uzasadniony sposób przyporządkować wartości mierzonej. Wybór wartości współczynnika *k*, zwykle zawartego w przedziale od 2 do 3, jest zależny od prawdopodobieństwa objęcia lub wymaganego poziomu ufności przedziału.

5. Obliczenie niepewności standardowej

Wielkość mierzona *Y* zazwyczaj nie jest mierzona wprost, ale jest określana z *n* innych wielkości $X_1, X_2, ..., X_N$ za pomocą zależności funkcyjnej [1]

$$Y = f(X_1, X_2, ..., X_N) \tag{1}$$

Estymatę wielkości mierzonej *Y*, oznaczoną przez *y*, oblicza się z równania (1) dla estymat wejściowych $x_1, x_2, ..., x_N$ wartości *N* wielkości wejściowych $X_1, X_2, ..., X_N$. Stąd estymata wyjściowa *y*, będąca wynikiem pomiaru, jest dana jako

$$y = f(x_1, x_2, ..., x_N) \tag{2}$$

Estymata odchylenia standardowego estymaty wielkości wyjściowej lub wyniku pomiaru *y*, nazywana złożoną niepewnością standardową i oznaczana przez $u_c(y)$, jest określana na podstawie estymat odchyleń standardowych estymat wielkości wejściowych x_i, które to estymaty są nazywane niepewnościami standardowymi i oznaczane przez $u(x_i)$.

Najlepszym osiągalnym oszacowaniem wartości oczekiwanej μ_w wielkości *w*, która zmienia się losowo i dla której dokonano *n* niezależnych obserwacji w_k w warunkach powtarzalności pomiaru, jest średnia arytmetyczna, czyli wartość przeciętna *n* obserwacji

$$\overline{w} = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} w_k \tag{3}$$

Dla wielkości wejściowej X_i, estymowanej na podstawie *n* niezależnych powtórzonych obserwacji $X_{i,k}$, średnia arytmetyczna $\overline{X}_i$ otrzymana z równania (3) jest stosowana jako estymata wielkości wejściowej x_i w równaniu (2), z którego wyznacza się wynik pomiaru *y*; innymi słowami $x_i = \overline{X}_i$.

Poszczególne obserwacje w_k różnią się co do wartości z powodu przypadkowych zmian wielkości wejściowych lub oddziaływań przypadkowych. Wariancja eksperymentalna obserwacji, estymująca wariancję σ^2 rozkładu prawdopodobieństwa wielkości w, jest dana wzorem

$$s^2(w_k) = \frac{1}{n-1}\sum_{k=1}^{n}(w_k - \overline{w})^2 \tag{4}$$

Estymata wariancji i jej dodatni pierwiastek kwadratowy $s(w_k)$, nazywany odchyleniem standardowym eksperymentalnym, charakteryzuje zmienność obserwowanych wartości w_k, lub ściślej – ich rozrzut wokół średniej $\overline{w}$.

Najlepszą estymatą wariancji średniej arytmetycznej $\sigma^2(\overline{w}) = \sigma^2/n$ jest

$$s^2(\overline{w}) = \frac{s^2(w_k)}{n} \tag{5}$$

Wariancja eksperymentalna średniej $s^2(\overline{w})$ i odchylenie standardowe eksperymentalne średniej $s(\overline{w})$, równe dodatniemu pierwiastkowi kwadratowemu z $s^2(\overline{w})$, określają liczbowo, z jaką dokładnością $\overline{w}$ estymuje wartość oczekiwaną μ_w zmiennej w i każde z nich może być użyte jako miara niepewności $\overline{w}$.

Tak więc dla wielkości wejściowej X_i, określonej z n niezależnych powtórzonych obserwacji $X_{i,k}$, niepewność standardowa $u(x_i)$ jej estymaty $x_i = \overline{X}_i$ wynosi $u(x_i) = s(\overline{X}_i)$, gdzie $s^2(\overline{X}_i)$ zostało obliczone zgodnie z równaniem (15). Dla wygody, $u^2(x_i) = s^2(\overline{X}_i)$ i $u(x_i) = s(\overline{X}_i)$ są czasami nazywane odpowiednio wariancją typu A i niepewnością standardową typu A.

Niepewność standardową y, gdzie y jest estymatą wielkości mierzonej Y, a więc wynikiem pomiaru, otrzymuje się jako odpowiednie złożenie niepewności standardowych estymat wielkości wejściowych $x_1, x_2, ..., x_n$. Złożona niepewność standardowa estymaty będzie oznaczana przez $u_c(y)$ i obliczana jako dodatni pierwiastek kwadratowy ze złożonej wariancji $u_c^2(y)$ danej jako

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^{N}\left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i) \tag{6}$$

gdzie:

f – funkcja podana w równaniu (1).

Każde $u(x_i)$ jest niepewnością standardową obliczaną tak, jak opisano powyżej. Złożona niepewność standardowa $u_c(y)$ jest estymatą odchylenia standardowego i charakteryzuje rozrzut wartości, które można w uzasadniony sposób przypisać wartości mierzonej Y.

Pochodne cząstkowe $\partial f / \partial x_i$ są równe $\partial f / \partial X_i$ policzonym dla estymat $X_i = x_i$. Pochodne te, często nazywane współczynnikami wrażliwości, opisują jak estymata wielkości

wyjściowej y zmienia się wraz ze zmianami wrażliwości estymat wielkości wejściowych x_1, x_2, ..., x_N. Zwłaszcza zmiana y spowodowana przez małą zmianę Δx_i estymaty wielkości wejściowej x_i wynosi $(\Delta y)_i = (\partial f / \partial x_i)(\Delta x_i)$. Jeżeli zmiana ta jest spowodowana przez niepewność standardową estymaty x_i, to odpowiadająca jej wariancja y jest równa $(\partial f / \partial x_i)u(x_i)$.

Złożoną wariancję $u_c^2(y)$ można traktować jako sumę wyrazów, z których każdy reprezentuje estymatę wariancji związanej z estymatą wielkości wyjściowej y, wynikającą z estymaty wariancji związanej z estymatą wielkości wejściowej x_i. Równanie (6) przyjmuje więc postać

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^{N} [c_i u(x_i)]^2 \equiv \sum_{i=1}^{N} u_i^2(y) \tag{7}$$

gdzie:

$$c \equiv \partial f / \partial x_i, \qquad u_i(y) \equiv \left| c_i \right| u(x_i) \tag{8}$$

Zależność (5) i wynikające z niego równanie (6) pozostają słuszne tylko wtedy, gdy wielkości wejściowe X_i są niezależne lub nieskorelowane (chodzi tu o zmienne losowe, nie zaś o wielkości fizyczne, o które – jak się zakłada – są niezmienne). Jeżeli niektóre z X_i są skorelowane w znaczącym stopniu, ich korelacje należy wziąć pod uwagę przy obliczeniach niepewności.

Gdy wielkości wejściowe są skorelowane, to wyrażenie określające złożoną wariancję $u^2(y)$ ma postać wynikową

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^{N}\sum_{j=1}^{N} \frac{\partial f}{\partial x_i}\frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j) = \sum_{i=1}^{N}\left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 u^2(x_i) + 2\sum_{i=1}^{N-1}\sum_{j=i+1}^{N} \frac{\partial f}{\partial x_i}\frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j) \tag{9}$$

gdzie:

x_i, x_j – estymaty X_i i X_j,
$u(x_i, x_j) = u(x_j, x_i)$ – estymata kowariancji związanej z x_i i x_j.

Stopień korelacji pomiędzy x_i i x_j charakteryzuje estymata współczynnika korelacji

$$r(x_i, x_j) = \frac{u(x_i, x_j)}{u(x_i)u(x_j)} \tag{10}$$

gdzie:

$r(x_i, x_j) = r(x_j, x_i)$ oraz $-1 \le r(x_i, x_j) \le +1$.

Jeśli estymaty x_i, x_j są niezależne, to $r(x_i, x_j) = 0$ i zmiana jednej nie powoduje oczekiwanej zmiany drugiej.

Stosując współczynniki korelacji, które są łatwiejsze w interpretacji aniżeli kowariancje, człon z kowariancjami w równaniu (9) należy zapisać w postaci

$$2\sum_{i=1}^{N-1}\sum_{j=i+1}^{N} \frac{\partial f}{\partial x_i}\frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i)u(x_j)r(x_i, x_j) \tag{11}$$

Równanie (9) po uwzględnieniu relacji (8) przyjmuje zatem postać

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^{N} c_i^2 u^2(x_i) + 2\sum_{i=1}^{N-1}\sum_{j=i+1}^{N} c_i, c_j u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \tag{12}$$

Rozważmy dwie średnie arytmetyczne $\overline{w}$ i $\overline{r}$, które są estymatami wartości oczekiwanych μ_w i μ_r dwóch zmiennych losowo wielkości w i r. Niech $\overline{w}$ i $\overline{r}$ będą obliczone z n niezależnych par równoczesnych obserwacji w i r, wykonanych w tych samych warunkach pomiaru. Wtedy estymatą kowariancji $\overline{w}$ i $\overline{r}$ jest

$$s(\overline{w}, \overline{r}) = \frac{1}{n(n-1)} \sum_{k=1}^{n} (w_k - \overline{w})(r_k - \overline{r}) \tag{13}$$

gdzie w_k, r_k są poszczególnymi obserwacjami wielkości w i r, zaś $\overline{w}$ i $\overline{r}$ są obliczone z tych obserwacji według równania (3). Jeśli obserwacje są faktycznie nieskorelowane, to można oczekiwać, że obliczona kowariancja będzie bliska zeru.

Tak więc obliczona kowariancja dwóch skorelowanych wielkości wejściowych X_i i X_j, estymowanych przez średnie arytmetyczne $\overline{X}_i$ i $\overline{X}_j$, określone na podstawie par niezależnych powtórzonych, równoczesnych obserwacji, jest dana jako $u(x_i, x_j) = s(\overline{X}_i, \overline{X}_j)$, gdzie $s(\overline{X}_i, \overline{X}_j)$ oblicza się zgodnie z równaniem (46). Estymatę współczynnika korelacji $\overline{X}_i$ i $\overline{X}_j$ określa równanie (10)

$$r(x_i, x_j) = r(\overline{X}_i, \overline{X}_j) = s(\overline{X}_i, \overline{X}_j) / s(\overline{X}_i) s(\overline{X}_j) \tag{14}$$

6. Przykład

W poniższym przykładzie przedstawiono sposób wyznaczenia niepewności pomiaru oraz prezentacji wyniku dla dwóch przypadków:
- wyznaczenia sprawności odzysku ciepła rekuperatora płytowego [2],
- obliczenia strumienia wymienianego ciepła.

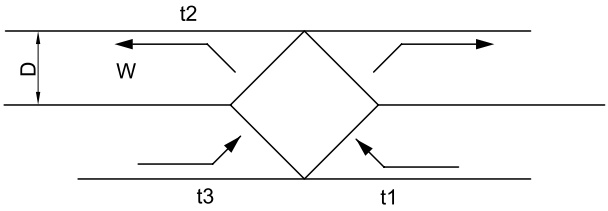
6.1. Wyznaczenie efektywności odzysku ciepła rekuperatora płytowego

Na rys. 1 oraz w tabeli 1 przedstawiono schemat rekuperatora oraz wielkości mierzone podczas wyznaczania efektywności odzysku ciepła.

Tabela 1

Wielkości mierzone

Lp.	Wielkość mierzona	Jednostka	Sposób pomiaru
1	temperatura t_1, t_2, t_3	°C	termopara
2	prędkość przepływu powietrza w	m/s	anemometr
3	średnica przewodu powietrza d	m	metr



Rys. 1. Lokalizacja punktów pomiarowych w obrębie rekuperatora
Fig. 1. Measurement points around heat exchanger

Na każdy punkt pomiarowy składa się 10 odczytów wartości wielkości mierzonej w stanie ustalonym. Analizę niepewności pomiaru przeprowadzono dla losowo wybranego punktu pomiarowego i z uwzględnieniem wszystkich odczytów (n = 10) – tab. 2 – (ograniczenie analizy do 9 stopni swobody wprowadza niepewność odchylenia standardowego średniej rzędu 24%).

Podczas obliczania odchylenia standardowego pomiarów uwzględniono tor pomiarowy każdej wielkości, przy czym:

– temperatura powietrza mierzona jest termoparami typu K (NiCr-NiAl); tolerancja klasowa przy pomiarach temperatur w granicach 0–50°C wynosi ±1,5 K; temperatura jest mierzona w trzech punktach,
– sygnał przekazywany jest do uniwersalnego miernika z dokładnością ±0,05 K,
– prędkość przepływu powietrza mierzona jest anemometrem skrzydełkowym; pomiar z dokładnością ±0,3 m/s,
– średnica przewodu jest mierzona metrem; dokładność odczytu ±0,0005 m.

W celu określenia odchylenia standardowego, wynikającego z niepewności toru pomiarowego każdej wielkości mierzonej, założono prostokątny rozkład prawdopodobieństwa i obliczano z zależności $u_i(x) = \frac{a}{\sqrt{3}}$, a złożenie kilku odchyleń jednego toru pomiarowego obliczano jako

$$u_{1,2}(x_i) = \sqrt{u_1^2(x_i) + u_2^2(x_i)} \tag{15}$$

Obliczanie odchylenia standardowego pomiaru poszczególnych wielkości:

temperatura t_1

termopara typu K $\quad u_1(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{1,5}{\sqrt{3}} = 0,866$

miernik $\quad u_2(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{0,05}{\sqrt{3}} = 0,029$

odchylenie średniej s (z tab. 2) $\quad u_3(t) = 0,063246$

$$u_{1,2,3}(t) = \sqrt{(0,866)^2 + (0,029)^2 + (0,063246)^2} = 0,868$$

temperatura t_2

termopara typu K $u_1(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{1,5}{\sqrt{3}} = 0,866$

miernik $u_2(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{0,05}{\sqrt{3}} = 0,029$

odchylenie średniej (z tab. 2) $u_3(t) = 0,091894$

$$u_{1,2,3}(t) = \sqrt{(0,866)^2 + (0,029)^2 + (0,091894)^2} = 0,871$$

temperatura t_3

termopara typu K $u_1(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{1,5}{\sqrt{3}} = 0,866$

miernik $u_2(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{0,05}{\sqrt{3}} = 0,029$

odchylenie średniej (z tab. 2) $u_3(t) = 0,082327$

$$u_{1,2,3}(t) = \sqrt{(0,866)^2 + (0,029)^2 + (0,082327)^2} = 0,870$$

prędkość przepływu powietrza

czujnik $u_1(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{0,3}{\sqrt{3}} = 0,173$

miernik $u_2(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{0,05}{\sqrt{3}} = 0,029$

odchylenie średniej (z tab. 2) $u_3(V_w) = 0,05087$

$$u_{1,2,3}(t) = \sqrt{(0,173)^2 + (0,029)^2 + (0,05087)^2} = 0,183$$

średnica przewodu powietrza

odczyt $u_1(t) = \frac{a}{\sqrt{3}} = \frac{0,0005}{\sqrt{3}} = 0,000289$

odchylenie średniej (z tab. 2) $u_2(V_w) = 0,001687$

$$u_{1,2}(t) = \sqrt{(0,000289)^2 + (0,001687)^2} = 0,00171$$

Tabela 2

Wartości wielkości wejściowych otrzymane w *n* pomiarach

Numer pomiaru	Wielkości wejściowe				
k	t_1 [°C]	t_2 [°C]	t_3 [°C]	w [m/s]	d [m]
1	0,1	14,1	20,1	4,52	0,205
2	0,1	14,2	20,2	4,50	0,202
3	0,2	14,0	20,3	4,40	0,205
4	0,1	14,1	20,3	4,45	0,205
5	0,0	14,1	20,3	4,44	0,205
6	0,1	14,2	20,1	4,45	0,203
7	0,2	14,3	20,2	4,49	0,204
8	0,1	14,1	20,2	4,51	0,205
9	0,2	14,0	20,3	4,55	0,200
10	0,1	14,1	20,3	4,40	0,204
średnia arytmetyczna	$\bar{t}_1 = 0,12$	$\bar{t}_2 = 14,12$	$\bar{t}_3 = 20,23$	$\bar{w} = 4,471$	$\bar{d} = 0,2038$
eksperymentalne odchylenie standardowe średniej $\sqrt{(s)}$	$s(\bar{t}_1) = 0,063246$	$s(\bar{t}_2) = 0,091894$	$s(\bar{t}_3) = 0,082327$	$s(\bar{w}) = 0,05087$	$s(\bar{d}) = 0,001687$
odchylenie standardowe pomiaru	$s(t_1) = 0,868$	$s(t_2) = 0,866$	$s(t_3) = 0,870$	$s(w) = 0,183$	$s(d) = 0,00171$
Współczynniki korelacji (wg równania 10)					
$r(t_1,t_2) = -0,000059$ $r(t_1, t_3) = 0,000059$ $r(t_2, t_3) = -0,000531$ $r(t_3, w) = -0,003590$ $r(w, d) = -0,025396$ $r(t_1, w) = 0,001459$ $r(t_1, d) = -0,001381$ $r(t_2, w) = 0,000958$ $r(t_2, d) = 0,000154$ $r(t_3, d) = -0,000153$					

Zależność pomiędzy estymatą wielkości y_i i estymatami wejść x_i

$$\eta = f(t_1, t_2, t_3)$$

$$\eta = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}$$

gdzie:

t_1 – temperatura powietrza nawiewanego na wlocie do rekuperatora,
t_2 – temperatura powietrza nawiewanego na wylocie z rekuperatora,
t_3 – temperatura powietrza wywiewanego na wlocie do rekuperatora.

Obliczanie współczynników wrażliwości c_i

Oznaczając t_1 jako x_1, t_2 jako x_2, t_3 jako x_3, obliczono współczynniki wrażliwości c_i

$$c_1 = \frac{\partial f}{\partial x_1} = \frac{\partial \eta}{\partial t_1} = \frac{x_2 - 2x_1 - x_3}{(x_3 - x_1)^2} = \frac{14,2 - 2 \cdot 0,12 - 20,23}{(20,23 - 0,12)^2} = -0,0155$$

$$c_2 = \frac{\partial f}{\partial x_2} = \frac{\partial \eta}{\partial t_2} = \frac{1}{x_3 - x_1} = \frac{1}{20,23 - 0,12} = 0,0497$$

$$c_3 = \frac{\partial f}{\partial x_3} = \frac{\partial \eta}{\partial t_3} = \frac{x_1 - x_2}{(x_3 - x_1)^2} = \frac{0,12 - 14,2}{(20,23 - 0,12)^2} = -0,0348$$

Złożona niepewność standardowa $u_c^2(y_1)$ obliczona została według równania (12)

$$u_c^2(\eta) = c_1^2 \cdot u^2(x_1) + c_2^2 \cdot u^2(x_2) + c_3^2 \cdot u^2(x_3) + \\ + 2 \cdot [c_1 c_2 u(x_1) u(x_2) r(x_1, x_2) + c_2 c_3 u(x_2) u(x_3) r(x_2, x_3)]$$

$$u_c^2(\eta) = (-0,0155)^2 \cdot (0,868)^2 + (0,0497)^2 \cdot (0,866)^2 + (-0,0348)^2 \cdot (0,870)^2 + \\ + 2 \cdot [-0,0155 \cdot 0,0497 \cdot 0,868 \cdot 0,866 \cdot (-0,000059) + \\ + 0,0497 \cdot (-0,0348) \cdot 0,866 \cdot 0,870 \cdot (-0,000531)]$$

$$u_c^2(\eta) = 0,00295$$

Tabela 3

Wartość wielkości wyjściowej dla efektywności

Zależność między estymatą wielkości y i estymatami wejść x_i	Wartość estymaty y, która jest wynikiem pomiaru	Złożona niepewność standardowa $u_c(y)$ wyniku pomiaru
$y = \eta = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}$	$y = \eta = 0,696$	$u_c(\eta) = 0,0543$ $u_c(\eta)/\eta = 0,0781$

Ilość stopni swobody (dla analizowanego przykładu) $\nu = n - 1 = 9$.

Na podstawie estymaty y wielkości mierzonej Y i złożonej niepewności standardowej $u_c(y)$ tej estymaty wyznaczono niepewność rozszerzoną $U_p = k_p u_c(y)$, która wyznacza przedział $y - U_p \le Y \le y + U_p$ o określonym, wystarczająco dużym, przypisanym mu prawdopodobieństwie objęcia, czyli poziomie ufności p.

Dla rozkładu normalnego wyniku pomiaru dla poziomu ufności $p = 95\%$ przyjęto wartość $k_p = 1,96$

$$U_p = 0,0543 \cdot 1,96 = 0,1064$$

można więc napisać:

$$Y = \eta = 0,696 \pm 0,1064 \text{ (o poziomie ufności } p = 95\%)$$

6.2. Obliczenie strumienia wymienianego ciepła

$$F_r = f(t_1, t_2, w, d)$$

$$\Phi = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) = \pi \cdot d^2/4 \cdot w \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) = (\pi/4 \cdot \rho \cdot c_p) \cdot w \cdot d^2 \cdot (t_2 - t_1)$$

$$\Phi = A \cdot w \cdot d^2 \cdot (t_2 - t_1)$$

gdzie:

$\dot{m}$ – strumień masowy powietrza [kg/s]
$\dot{V}$ – strumień objętościowy powietrza [m^3/s],
r – gęstość powietrza [kg/m^3] (r = 1,2 kg/m^3),
c_p – właściwa pojemność cieplna powietrza [kJ/kgK] (c_p = 1,005 kJ/kgK),
t_1 – temperatura powietrza nawiewanego na wlocie do rekuperatora [°C],
t_2 – temperatura powietrza nawiewanego na wylocie z rekuperatora [°C],
A – stała, $A = \pi/4 \cdot r \cdot c_p$

Obliczanie współczynników wrażliwości c_i

Oznaczając t_1 jako x_1, t_2 jako x_2, w jako x_4 oraz d jako x_5 i f jako η oraz grupując wartości stałe (lub traktowane jako stałe): A = 0,9472 obliczono współczynniki wrażliwości c_i

$$c_1 = \frac{\partial f}{\partial x_1} = \frac{\partial \Phi_r}{\partial t_1} = -Awd^2 = -0{,}176$$

$$c_2 = \frac{\partial f}{\partial x_2} = \frac{\partial \Phi_r}{\partial t_2} = Awd^2 = 0{,}176$$

$$c_4 = \frac{\partial f}{\partial x_4} = \frac{\partial \Phi_r}{\partial d} = 2Awd(t_2 - t_1) = 24{,}166$$

$$c_5 = \frac{\partial f}{\partial x_5} = \frac{\partial \Phi_r}{\partial w} = Ad^2(t_2 - t_1) = 0{,}551$$

Złożona niepewność standardowa $u_c^2(y_1)$ obliczona została według równania (12)

$$u_c^2(F_r) = c_1^2 \cdot u^2(x_1) + c_2^2 \cdot u^2(x_2) + c_4^2 \cdot u^2(x_4) + c_5^2 \cdot u^2(x_5) + 2 \cdot [c_1 c_2 u(x_1) u(x_2) r(x_1, x_2) + c_2 c_4 u(x_2) u(x_4) r(x_2, x_4) + c_4 c_5 u(x_4) u(x_5) r(x_4, x_5)]$$

$$u_c^2(F_r) = (-0{,}176)^2 \cdot 0{,}868^2 + (0{,}176)^2 \cdot 0{,}866^2 + (24{,}166)^2 \cdot 0{,}00171^2 + 0{,}551^2 \cdot 0{,}183^2 + 2 \cdot [(-0{,}176) \cdot 0{,}176 \cdot 0{,}868 \cdot 0{,}866 \cdot (-0{,}000059) + 0{,}176 \cdot 24{,}166 \cdot 0{,}866 \cdot 0{,}00171 \cdot 0{,}000154 + 24{,}166 \cdot 0{,}551 \cdot 0{,}00171 \cdot 0{,}183 \cdot (-0{,}025396)]$$

$$u_c^2(F_r) = 0{,}0582$$

Tabela 4

Wartość wielkości wyjściowej dla strumienia ciepła

Zależność między estymatą wielkości y i estymatami wejść x_i	Wartość estymaty y, która jest wynikiem pomiaru	Złożona niepewność standardowa $u_c(y)$ wyniku pomiaru
$y = \Phi_r = Awd^2 \cdot (t_2 - t_1)$	$y = F_r = 2{,}462$	$u_c(F_r) = 0{,}241$ $u_c(F_r)/F_r = 0{,}098$

Ilość stopni swobody (dla analizowanego przykładu) $\nu = n - 1 = 9$

Na podstawie estymaty y wielkości mierzonej Y i złożonej niepewności standardowej $u_c(y)$ tej estymaty wyznaczono niepewność rozszerzoną $U_p = k_p u_c(y)$, która wyznacza przedział $y - U_p \leq Y \leq y + U_p$ o określonym, wystarczająco dużym, przypisanym mu prawdopodobieństwie objęcia, czyli poziomie ufności p.

Dla rozkładu normalnego wyniku pomiaru dla poziomu ufności $p = 95\%$ przyjęto wartość $k_p = 1{,}96$

$$U_p = 0{,}241 \cdot 1{,}96 = 0{,}472$$

można więc napisać

$$Y = F_r = 2{,}462 \pm 0{,}472 \text{ (o poziomie ufności } p = 95\%)$$

W powyższy sposób powinno się przeprowadzać analizę niepewności dla wszystkich pomiarów dokonywanych w wentylacji i klimatyzacji. Umożliwia to porównanie i powtarzalność poszczególnych serii pomiarowych.

Przedstawienie wyniku pomiaru w postaci pokazanej powyżej daje pogląd o jakości wyniku.

Literatura

[1] *Wyrażanie niepewności pomiaru. Przewodnik*, GUM, 1999.

[2] Schnotale J., Müller J., Skrzyniowska D., Sikorska-Bączek R., *Instalacje i urządzenia do uzdatniania powietrza dla celów wentylacji i klimatyzacji*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010.

ŚRODOWISKO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
ENVIRONMENTAL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-Ś/2012
ZESZYT 28
ROK 109
ISSUE 27
YEAR 109

AGNIESZKA FLAGA-MARYAŃCZYK*

WYBRANE PROCESY SUSZENIA TECHNOLOGICZNEGO Z ZASTOSOWANIEM POMP CIEPŁA

HEAT PUMP DRYING FOR SELECTED TECHNOLOGIES

Streszczenie

System suszenia pracujący w oparciu o pompę ciepła może stanowić alternatywę pod względem efektywności energetycznej, a także rozwiązanie problemu emisji z urządzenia suszącego do otoczenia. W instalacji do suszenia z pompą ciepła powietrze suszące cyrkuluje w zamkniętym obiegu, co umożliwia uniezależnienie realizacji procesu od warunków otoczenia, rekuperację energii i hermetyzację procesu. Zdolność ziębienia układu pompy ciepła wykorzystywana jest do odwilżenia powietrza procesowego, wychodzącego z komory suszenia, natomiast zdolność grzania ma zastosowanie przy ponownym podnoszeniu temperatury odwilżonego i ochłodzonego powietrza, które wraca do komory suszenia. W artykule zaprezentowano również przykładowe zastosowanie pompy ciepła w suszarkach bębnowych oraz koncepcję niskotemperaturowego systemu suszenia osadów ściekowych w oparciu o pompę ciepła.

Słowa kluczowe: *suszenie pompą ciepła*, *suszenie w zamkniętym obiegu*, *rekuperacja energii*, *suszenie osadów ściekowych pompą ciepła*, *pompa ciepła w suszarkach bębnowych*

Abstract

A heat pump drying system can be an energy efficient alternative that also avoids emissions from the drying equipment to the environment. In this system load is dried by closed loop circulating air, treated in the heat pump. The refrigeration capacity of the heat pump is used to dehumidify moistened air while the heating capacity is used to reheat the cooled dry air.
The paper presents also the examples of heat pump application in the heat pump tumble dryer and in the sewage sludge drying system assisted by a heat pump.

Keywords: *heat pump drying*, *closed loop drying*, *energy recuperation*, *sewage sludge heat pump drying system*, *heat pump tumble dryer*

* Dr inż. Agnieszka Flaga-Maryańczyk, Instytut Inżynierii Cieplnej i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Suszenie jest jednym z najbardziej rozpowszechnionych procesów jednostkowych w wielu gałęziach przemysłu (np. przemysł rolno-spożywczy, drzewny, papierniczy, farmaceutyczny, tekstylny), a także koniecznym do realizacji w inżynierii środowiska (np. suszenie osadów ściekowych, osuszanie powietrza w instalacjach klimatyzacyjnych, przygotowanie paliw alternatywnych). W ostatnich latach obserwuje się wzrost zainteresowania suszarnictwem spowodowany rosnącymi wymaganiami dotyczącymi jakości produktu, wymaganiami związanymi z precyzyjną kontrolą procesu, potrzebą optymalizacji procesu pod kątem zużycia energii, zaostrzeniem norm ochrony środowiska i norm bezpieczeństwa, a także rozwojem i dostępnością nowych technologii. Zastosowanie nowoczesnych układów, w miejsce tradycyjnych rozwiązań, umożliwia obniżenie energochłonności procesu, poprawę warunków jego realizacji i zmniejszenie oddziaływania na środowisko.

Proces suszenia realizowany z otwartym obiegiem powietrza suszącego i/lub oparty na zjawisku parowania wody w temperaturze minimum 100°C jest energochłonny i przyczynia się do znacznego obciążenia środowiska. Istotnym problemem tych rozwiązań jest również emisja zanieczyszczeń i często uciążliwych zapachów do otoczenia (np. w procesie suszenia osadów ściekowych). W przypadku instalacji, które działają z otwartym obiegiem powietrza suszącego, zwłaszcza niskotemperaturowych rozwiązań (takich jak np. suszarnia powietrzna, w której materiał suszony (osad ściekowy) w sposób ciągły przedmuchiwany jest strumieniem powietrza atmosferycznego), proces suszenia uzależniony jest od panujących warunków atmosferycznych (otoczenia). W okresie letnim, przy wysokich temperaturach powietrza zewnętrznego, ale i wysokich wilgotnościach względnych, proces suszenia pomimo dużych ilości przedmuchiwanego powietrza jest mało sprawny. Podobnie dzieje się przy zbyt niskich temperaturach powietrza zewnętrznego, gdy podgrzanie go wymaga znacznych ilości energii. Rozwiązaniem uniezależniającym warunki realizacji procesu od warunków klimatycznych (otoczenia), mogącym zapewnić efektywną realizację procesu suszenia, może być suszenie z wykorzystaniem rekuperacji energii w układzie pompy ciepła uzdatniającej powietrze suszące, które cyrkuluje w zamkniętym obiegu.

2. Termodynamika procesu suszenia

Omawiając podstawy teoretyczne suszarnictwa, Kneule [16] definiuje suszenie jako proces usuwania wilgoci przez odparowanie, który z reguły uwarunkowany jest doprowadzeniem energii cieplnej. Podkreśla przy tym, że charakterystyczną cechą procesu suszenia jest jednoczesność wymiany ciepła i masy. W najbardziej typowym procesie suszenia konwekcyjnego, płynący nad wilgotnym materiałem strumień powietrza oddaje energię cieplną cieczy, która parując, jednocześnie przenika do strumienia powietrza suszącego. Zdolność (potencjał) powietrza suszącego do absorbowania wilgoci z materiału suszonego, czyli jak podają Voronjec i Antonijević [29] tzw. potencjał suszenia, zależy od stanu termicznego powietrza. Aby określić stan termiczny powietrza wilgotnego, które jest jednorodną mieszaniną powietrza suchego oraz zawartej w nim pary wodnej, a także wilgoci w postaci mgły wodnej [20], trzeba znać jego dwa parametry (np. temperaturę według termometru suchego i ciśnienie) oraz skład (np. zawartość wilgoci).

Zawartość wilgoci w dowolnej postaci w powietrzu wilgotnym można określić stosunkiem zwanym wilgotnością bezwzględną x:

$$x = \frac{m_w}{m_g} \quad \text{[gramów wilgoci /1 kg powietrza suchego]} \tag{1}$$

Wyraża on ilość wilgoci w gramach m_w przypadającą na 1 [kg] powietrza suchego m_g. W powietrzu wilgotnym, przy danym ciśnieniu p i temperaturze T może występować tylko ograniczona zawartość wilgoci w postaci pary wodnej.

Skład powietrza wilgotnego pod względem stopnia zawilżenia charakteryzuje także wilgotność względna powietrza φ, która oznacza stosunek gęstości pary wodnej ρ_w zawartej w powietrzu wilgotnym do maksymalnie możliwej gęstości pary wodnej w stanie nasycenia $\rho_{w,n}$ przy tym samym ciśnieniu całkowitym p i tej samej temperaturze T:

$$\varphi = \left(\frac{\rho_w}{\rho_{w,n}} \right)_{p,T} \tag{2}$$

Dla powietrza wilgotnego, które może być traktowane jako mieszanina podlegająca prawom gazu doskonałego [20] wilgotność względna powietrza φ może być również wyrażona jako stosunek ciśnienia cząstkowego pary wodnej p_w do ciśnienia cząstkowego pary wodnej w stanie nasycenia $p_{w,n}$:

$$\varphi = \frac{\rho_w}{\rho_{w,n}} \cong \frac{p_w}{p_{w,n}} \tag{3}$$

Ciśnienie cząstkowe pary wodnej w powietrzu p_w w danej temperaturze jest natomiast funkcją ciśnienia całkowitego powietrza p i zawartości wilgoci x w postaci pary wodnej zgodnie z równaniem:

$$p_w = p \frac{x}{0,622 + x} \tag{4}$$

Jak wspomniano wyżej, proces suszenia cechuje jednoczesność wymiany ciepła i masy. Siłą napędową wymiany ciepła jest gradient temperatury, natomiast siłą napędową wymiany masy (dyfuzji pary wodnej do suszącego powietrza) jest gradient ciśnienia cząstkowego pary pomiędzy materiałem suszonym a otaczającym medium ([16, 17, 28]). Materiał suszony będzie oddawał wilgoć dotąd, aż ciśnienie cząstkowe pary wodnej w powietrzu suszącym p_w nie zrówna się z ciśnieniem cząstkowym pary p_p we wnętrzu jego porów. W praktyce oznacza to, iż proces suszenia zależy od temperatury, jak również od wilgotności względnej powietrza procesowego. Efekt suszenia materiału można więc uzyskać, odpowiednio podnosząc temperaturę powietrza suszącego t albo wystarczająco obniżając zawartość wilgoci x w powietrzu wchodzącym do komory suszenia. Do zewnętrznych warunków suszenia, mających wpływ na szybkość procesu, należy również zaliczyć prędkość przepływu powietrza suszącego względem suszonego materiału.

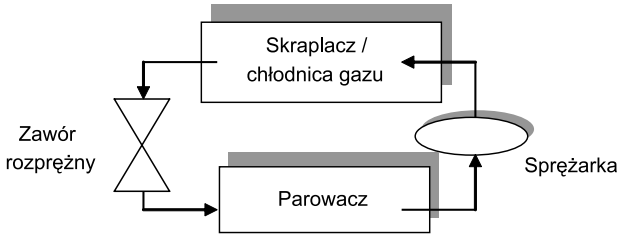
W konwencjonalnych suszarkach potencjał suszenia powietrza suszącego jest zwiększany poprzez podnoszenie jego temperatury na wejściu do suszarki, co w efekcie determinuje jego wilgotność względną. Alternatywą, w oparciu o powyższe rozważania, jest obniżanie

zawartości wilgoci w powietrzu (odwilżanie) przed podaniem do komory suszenia, co umożliwi realizację procesu przy stosunkowo niskiej temperaturze powietrza suszącego. Jest to możliwe w suszarkach pracujących w oparciu o pompę ciepła. Zaletą takich rozwiązań, co podkreśla Hawlader i inni [12], jest fakt, że wilgotność względna, od której zależy potencjał suszenia, może być kontrolowana niezależnie od temperatury.

3. Zasada działania urządzeń suszących z pompą ciepła

Pompa ciepła to urządzenie, które realizuje obieg lewobieżny, czyli jak podaje Królicki [18], obieg utworzony w ciągu przemian przebiegających w układzie współrzędnych w kierunku przeciwnym do prawobieżnego ruchu wskazówek zegara. Dzięki temu urządzenie to umożliwia wykorzystanie ciepła ze źródła o niskiej temperaturze do wytwarzania ciepła o wyższej temperaturze. Zamierzonym efektem obiegu pompy ciepła jest odprowadzenie energii cieplnej o wyższym potencjale, co pozwala na jej użyteczne wykorzystanie. Aby nastąpiło przekazanie energii cieplnej od ciała o niższej temperaturze do ciała o temperaturze wyższej czy podniesienie potencjału cieplnego ciała, musi być wykonana praca mechaniczna lub zrealizowany inny proces równoważny pod względem zdolności do wykonywania pracy [18]. Uzyskanie efektu grzania, czyli realizacja obiegu pompy ciepła, wymaga więc doprowadzenia energii z zewnątrz, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki [31].

Pompa ciepła składa się zazwyczaj z czterech głównych elementów: (1) parowacz, (2) sprężarka, (3) skraplacz/chłodnica gazu i (4) zawór rozprężny (rys. 1). Czynnik ziębniczy, krążący w układzie pompy ciepła, zmienia swój stan skupienia z ciekłego na gazowy (odparowuje) wykorzystując ciepło dolnego źródła ciepła. Następnie realizując lewobieżny obieg termodynamiczny, przechodzi przez sprężarkę, do skraplacza (lub chłodnicy gazu, jeśli obieg jest transkrytyczny), gdzie oddaje ciepło do górnego źródła ciepła. Ciepło to jest efektem działania pompy ciepła.



Rys. 1. Schemat pompy ciepła

Fig. 1. Schematic view of the heat pump

Efektywność energetyczną pompy ciepła (ang. COP – *Coefficient of Performance*) definiuje się jako stosunek ilości uzyskanego ciepła do pracy obiegu grzejnego. Zgodnie z zasadami termodynamiki najwyższą efektywnością charakteryzuje się pompa ciepła z obiegiem Carnota. Każda inna pompa ciepła z powodu strat energii na tarcie itp. oraz określonych różnic temperatur przy wymianie ciepła między ośrodkami lub strumieniami ma efektywność niższą od teoretycznej efektywności cyklu Carnota [31].

Schmidt i in. [23] podkreślają, że zastosowanie pompy ciepła w konwekcyjnych układach suszenia jest okazją do wykorzystania jej szczególnych możliwości. Zdolność ziębienia pompy ciepła może być wykorzystana do odwilżenia powietrza procesowego, wychodzącego z komory suszenia, natomiast zdolność grzania może mieć zastosowanie przy ponownym podnoszeniu temperatury odwilżonego i oziębionego powietrza, które wraca do komory suszenia. Odzysk ciepła z zastosowaniem pompy ciepła jest jedną z metod obniżenia energochłonności procesu suszenia w suszarkach konwekcyjnych [31].

Możliwość obniżenia wilgotności względnej czynnika suszącego przed podaniem do komory suszenia oraz możliwość odzyskania ciepła utajonego z wilgotnych gazów odlotowych z suszarki wpływa na znaczące zainteresowanie wykorzystaniem pomp ciepła w suszarnictwie [12]. Strommen i Jonassen [27] podkreślają, że jest to technologia przyjazna środowisku ze względu na zredukowane zapotrzebowanie na energię do procesu suszenia, a także ze względu na realizację suszenia w zamkniętym obiegu powietrza. Zaletą zauważaną przez wielu autorów, w tym Hawladera i in. [12] jest uniezależnienie procesu suszenia od warunków zewnętrznych oraz możliwość kontrolowania temperatury i wilgotności powietrza suszącego.

Jak wynika z przeglądu literatury, pompy ciepła znalazły zastosowanie w technologii suszenia i zyskały popularność zwłaszcza w domowych suszarkach do bielizny ([15, 23]) oraz w suszeniu drewna i żywności [27]. W literaturze można też znaleźć informacje na temat wykorzystania pomp ciepła w technologii suszenia osadów ściekowych ([9, 10, 30]).

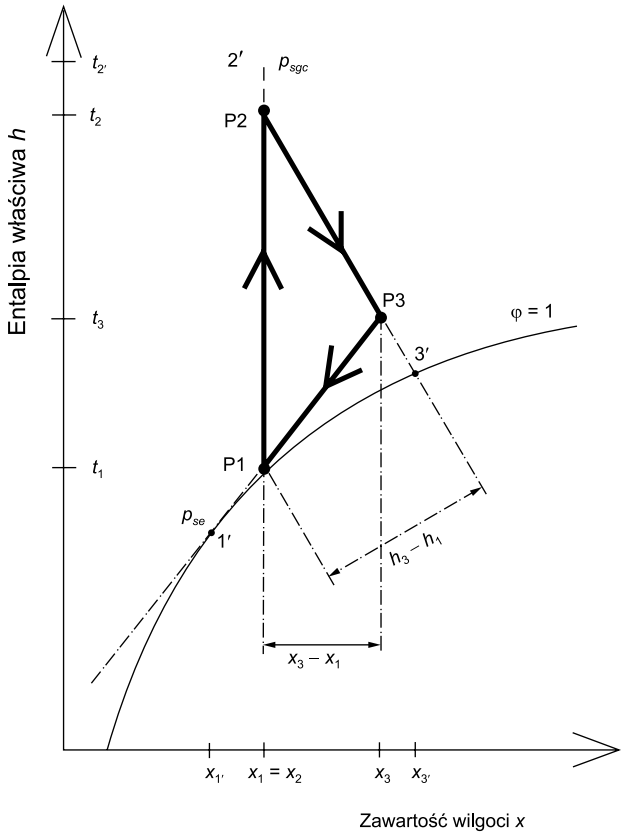
4. Podstawowe założenia modelu procesu suszenia w oparciu o pompę ciepła

Zmiany stanu powietrza procesowego, krążącego w zamkniętym systemie suszenia współpracującym z pompą ciepła, przedstawione zostały na rys. 2.

Oziębione i odwilżone powietrze cyrkulacyjne dopływa do skraplacza pompy ciepła w punkcie P_1. W wymienniku tym podgrzewa się do temperatury t_2, przy jednoczesnym obniżaniu temperatury ziębnika krążącego w obiegu pompy ciepła. Proces ogrzewania powietrza obrazuje odcinek $P_1 - P_2$. Podgrzane powietrze o stanie P_2 podawane jest do komory suszenia, w której, według założeń upraszczających, podlega adiabatycznemu nawilżeniu ($h_2 = h_3$), absorbując odparowaną z suszonego materiału wilgoć. Nawilżone powietrze o stanie P_3 i zawartości wilgoci x_3, po wyjściu z komory suszenia przechodzi przez parowacz pompy ciepła, gdzie zostaje oziębione i odwilżone (do zawartości wilgoci x_2). Wykroplona z powietrza cyrkulacyjnego wilgoć jest magazynowana, a następnie usuwana z procesu suszenia. Wypływające z parowacza powietrze cyrkulacyjne podawane jest z powrotem do skraplacza, w celu ponownego ogrzania, co zamyka pętlę cyrkulacji powietrza.

Opisany wyżej proces jest, jak wspomniano, porównawczym procesem idealnym. W rzeczywistości występują straty ciepła z komory suszenia, których efektem jest różnica (obniżenie) entalpii pomiędzy punktem P_2 i P_3. Z drugiej strony, prowadzenie procesu w sposób ciągły wiąże się z tym, że zyski ciepła w obiegu pompy ciepła przewyższają straty ciepła, co skutkuje wzrostem temperatury powietrza w komorze suszenia. Rozpatrując sumarycznie te zjawiska, można w przybliżeniu założyć, że efekt strat ciepła z komory suszenia oraz wzrostu temperatury powietrza suszącego będą się w pewnym momencie równoważyć i dla-

tego można przedstawiać przemiany powietrza cyrkulacyjnego w sposób uproszczony według obiegu porównawczego, tak jak to zostało zrobione na rys. 2. W praktyce stosuje się również dodatkowy wymiennik ciepła, który odbiera ewentualne nadwyżki ciepła z procesu.



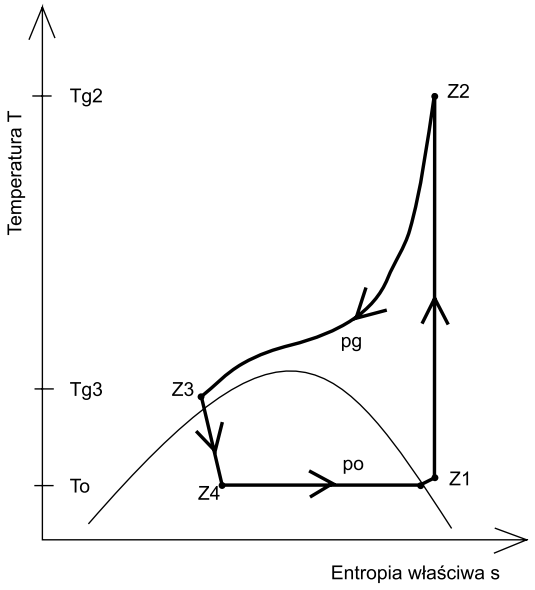
Rys. 2. Przemiany powietrza cyrkulacyjnego na wykresie *h*–*x* (*h* – entalpia właściwa [kJ/kg], *x* – zawartość wilgoci [g_w/kg])

Fig. 2. The air cycle on *h* – *x* chart (*h* – specific enthalpy [kJ/kg], *x* – specific humidity [g_w/kg])

Mając na uwadze problem globalnego ocieplenia, Wspólnota Europejska dąży do możliwie szybkiej realizacji zaleceń Protokołu z Kioto (ograniczenia antropogenicznych emisji gazów cieplarnianych), konsekwentnie wprowadzając nowe rygory prawne, obejmujące kolejne grupy czynników chłodniczych. Podjęto już decyzję o wycofaniu z obiegu czynników z grupy HCFC i HFC, z uwagi na ich wysoki wpływ na efekt cieplarniany. Zgodnie z dyrektywą 2006/40/WE [33] z dnia 17 maja 2006 r., dotyczącą emisji z systemów klimatyzacji w pojazdach silnikowych, w nowych modelach samochodów do końca 2011 roku należy wyeliminować gazy HFC o współczynniku GWP większym niż 150, a we wszystkich rodzajach pojazdów do końca 2017 roku. W świetle zaostrzających się regulacji prawnych istotnym zagadnieniem staje się więc zastosowanie w pompach ciepła, w tym również współpracują-

cych z systemami suszenia, naturalnych czynników ziębniczych. Dla porównania stosowany obecnie w niektórych pompach ciepła w suszarnictwie R404A ma wskaźnik GWP 25 razy większy od określonego jako dopuszczalny w dyrektywie 2006/40/WE, a popularny R134a ponad 8 razy przekracza ustanowioną jako granicę wartość 150.

Dwutlenek węgla (CO_2) jako ekologiczny czynnik ziębniczy oznaczany skrótem R744 znajduje coraz szersze zastosowanie w przemyśle ze względu na bezpieczeństwo i ochronę środowiska, jakich nie zapewniają inne, powszechnie używane syntetyczne czynniki ziębnicze [13]. Jest substancją bezwonną, chemicznie obojętną względem metali, nie rozpuszcza się w olejach mineralnych. Jest nietrujący, niepalny i niewybuchowy. Posiada korzystne właściwości termodynamiczne. Stosowany był powszechnie jako czynnik ziębniczy już pod koniec XIX wieku, jednakże w latach 30. XX wieku został wyparty przez ziębniki z grupy CFC [4]. Zainteresowanie dwutlenkiem węgla, jako ekologicznym ziębnikiem, obudzili ponownie Lorentzem i Pettersen [19] w latach 90. XX wieku, wskazując na jego potencjał w rozwiązywaniu problemu niszczenia warstwy ozonowej i globalnego ocieplenia. W ostatniej dekadzie, zainteresowanie dwutlenkiem węgla gwałtownie wzrosło; jak podkreśla Auracher [1] stary czynnik chłodniczy stał się nową gwiazdą pośród substancji stosowanych w chłodnictwie. Przyczynił się do tego w znacznym stopniu rozwój wiedzy pozwalającej w pełni wykorzystać zalety dwutlenku węgla.



Rys. 3. Transkrytyczny obieg dwutlenku węgla (CO_2) w układzie $T - s$ (T – temperatura [K], s – entropia właściwa [kJ/kgK])

Fig. 3. The air cycle on T-s chart (T – temperature [K], s – specific enthropy [kJ/kgK])

Zastosowanie w pompie ciepła naturalnego ziębnika, jakim jest dwutlenek węgla, nie tylko pozwala na likwidację bezpośredniego wpływu instalacji na powstawanie efektu cieplarnianego, ale również wiąże się z wysoką temperaturą gazu sprężonego na wlocie do

chłodnicy, co jest dodatkową zaletą w tym układzie. Własności termofizyczne i charakterystyki dwutlenku węgla są bowiem inne od własności czynników ziębniczych dotychczas powszechnie stosowanych w obiegach lewobieżnych ([15, 24]). Podstawową różnicą w budowie urządzeń z wykorzystaniem CO_2 jako czynnika ziębniczego jest wysokie ciśnienie robocze (na wyjściu ze sprężarki może sięgać 14 MPa) i niska temperatura punktu krytycznego. Z drugiej strony duża wartość właściwej objętościowej wydajności ziębienia CO_2 pozwala na zmniejszenie ilości gazu krążącego w instalacji, a tym samym ograniczenie średnic przewodów i gabarytów sprężarki. Wysokie ciśnienie działa więc w efekcie na wnętrza przewodów o małych średnicach, co sprawia, że siły powstające w instalacji nie wykraczają poza wartości dopuszczalne. Sprężarka wchodząca w skład obiegu z CO_2 wymaga jednak wzmocnionej konstrukcji o grubszych ściankach [11].

Tradycyjny obieg ziębniczy składa się z czterech głównych elementów: parowacza, sprężarki, skraplacza i elementu rozprężnego. Zastosowanie w pompie ciepła dwutlenku węgla (CO_2) jako czynnika ziębniczego sprawia, że termodynamiczne procesy obiegu lewobieżnego będą realizowane według obiegu transkrytycznego. Oznacza to, że parametry CO_2 będą przechodzić przez punkt krytyczny, który dla CO_2 występuje przy temperaturze $T_c = 304{,}13$ K i ciśnieniu $p_c = 7{,}38$ MPa [26]. W części obiegu związanej z odparowaniem ziębnika parametry będą znajdowały się poniżej punktu krytycznego, a w części związanej z odbieraniem ciepła od sprężonego ziębnika parametry będą leżały powyżej punktu krytycznego. Dwutlenek węgla pracujący pod ciśnieniem nadkrytycznym nie ulega skropleniu. Proces odbierania ciepła od sprężonego ziębnika w obiegu transkrytycznym zachodzi w obszarze jednofazowym. W rezultacie nie można w takim obiegu zastosować konwencjonalnego skraplacza z tradycyjnego obiegu lewobieżnego [13]. Funkcję skraplacza w obiegu transkrytycznym przejmuje chłodnica gazu [6].

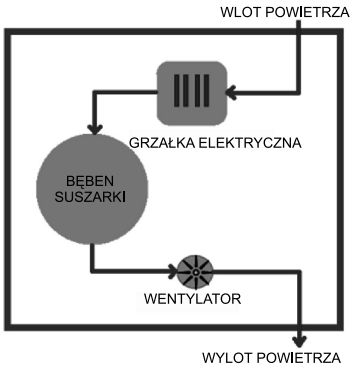
Odwzorowanie transkrytycznego lewobieżnego obiegu CO_2 w układzie temperatura–entropia właściwa obrazuje rys. 3. W obiegu tym można wydzielić następujące procesy: $Z_1 - Z_2$ sprężanie izentropowe CO_2; $Z_2 - Z_3$ nadkrytyczne, izobaryczne ochładzanie CO_2; $Z_3 - Z_4$ dławienie izentalpowe CO_2 od ciśnienia w chłodnicy gazu p_g do ciśnienia parowania p_o; $Z_4 - Z_1$ parowanie CO_2 oraz przegrzanie pary ziębnika.

5. Pompa ciepła w domowych suszarkach bębnowych

Tradycyjnie suszenie ubrań odbywało się jedynie przy udziale promieniowania słonecznego oraz wiatru. Obecnie coraz bardziej popularne w gospodarstwach domowych stają się suszarki do bielizny funkcjonujące jako samodzielne urządzenia lub też jako pralkosuszarki. Suszarki do bielizny to urządzenia wykorzystujące energię zewnętrzną do podgrzania czynnika suszącego wilgotne tekstylia po procesie prania. Jest to szybki i wygodny sposób suszenia prania, zwłaszcza w sytuacji, gdy nie ma możliwości suszenia na otwartym powietrzu. Integralną częścią większości suszarek jest obrotowy bęben, przez który cyrkuluje powietrze suszące, penetrując materiał suszony i odbierając od niego wilgoć.

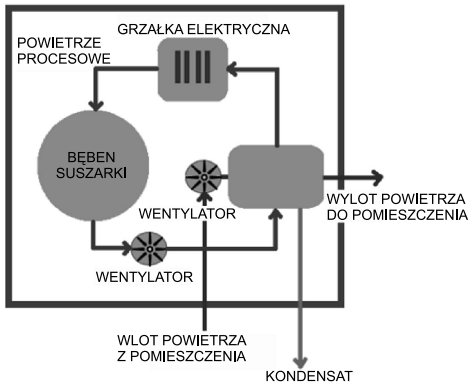
Pierwszymi domowymi suszarkami do bielizny były bębnowe suszarki wentylacyjne (wywiewowe, ewakuacyjne), w których strumień podgrzanego grzałką elektryczną powietrza suszącego kierowany był do wnętrza bębna, a następnie na zewnątrz budynku poprzez

wentylację (rys. 4). Wysokie zużycie energii przez ten typ suszarek doprowadziło do poszukiwania nowych rozwiązań. Z uwagi na to, że większość strat energii stanowiły straty związane z wywiewaną z bębna suszarki mieszaniną powietrza i pary wodnej [7], próby ograniczenia energochłonności urządzeń skupiły się na odzysku energii z tego właśnie źródła. Realizowane były poprzez zamknięcie obiegu powietrza suszącego i wprowadzenie wymiennika ciepła, który powietrzem z otoczenia miał chłodzić wilgotne powietrze suszące oraz wykraplać z niego wilgoć (rys. 5). W ten sposób powstały suszarki kondensacyjne, działające w układzie zamkniętym (a właściwie prawie zamkniętym ze względu na nieszczelności) z odwilżaniem powietrza procesowego. Bansal i in. [2] porównując efektywność elektrycznych suszarek wentylacyjnych i kondensacyjnych, określili, że po zastosowaniu wymiennika ciepła, sprawność suszarki podniosła się o około 7%. Jednak pomimo tego, suszarki dalej nie spełniały niektórych europejskich standardów efektywności energetycznej.



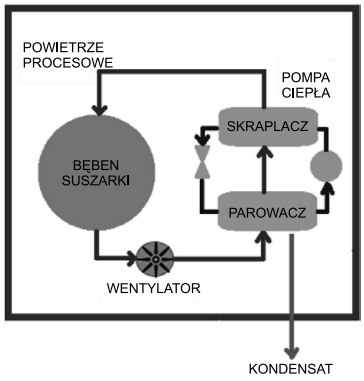
Rys. 4. Schemat suszarki wentylacyjnej

Fig. 4. Schematic view of the vented dryer



Rys. 5. Schemat suszarki kondensacyjnej

Fig. 5. Schematic view of the condensing dryer



Rys. 6. Schemat suszarki z pompą ciepła

Fig. 6. Schematic view of the heat pump dryer

Kolejną generację suszarek reprezentowały już suszarki z pompą ciepła. W urządzeniach tych, w porównaniu do suszarek kondensacyjnych, grzałka elektryczna oraz wymiennik ciepła zastąpione zostały obiegiem chłodniczym pompy ciepła (rys. 6). Zastosowanie pompy ciepła w urządzeniu do suszenia bielizny pozwoliło na znaczne oszczędności energetyczne, uniezależnienie procesu od warunków zewnętrznych oraz hermetyzację procesu, eliminując emisję wilgoci do otoczenia. W systemie tym zdolność ziębienia układu pompy ciepła wykorzystywana jest do odwilżenia powietrza procesowego, wychodzącego z bębna suszarki, natomiast zdolność grzania ma zastosowanie przy ponownym podnoszeniu temperatury odwilżonego i ochłodzonego powietrza, które wraca do komory suszenia. Idea ta jest relatywnie nowa i staje się coraz bardziej popularna, a także zaawansowana w zakresie obniżenia energochłonności, zwiększenia wydajności oraz minimalizacji rozmiarów urządzeń.

Analizowany na rys. 2 proces pomiędzy punktem P_3 i P_1 jest podobny dla suszarek z pompą ciepła i suszarek kondensacyjnych, z tą różnicą, że w suszarkach kondensacyjnych powietrze procesowe jest chłodzone powietrzem z pomieszczenia, natomiast w suszarkach z pompą ciepła ciepło odbiera krążący w obiegu pompy ciepła czynnik ziębniczy, który po zrealizowaniu obiegu lewobieżnego, oddaje ciepło z powrotem do powietrza suszącego podczas przepływu przez skraplacz. W suszarkach wentylacyjnych nie ma powiązania pomiędzy punktem P_3 i P_1, ponieważ powietrze po procesie suszenia jest usuwane z układu.

Suszarka z pompą ciepła potrzebuje około połowę mniej energii elektrycznej w porównaniu do tradycyjnej suszarki kondensacyjnej [5]. Efektywność takiego urządzenia znacznie przekracza wytyczne Unii Europejskiej (Dyrektywa: 95/13/WE [32]) w zakresie przyznawania etykiety energetycznej A, podczas gdy suszarki wentylacyjne (wywiewowe) z trudem uzyskują klasę C.

Jeszcze do niedawna wszystkie dostępne domowe suszarki bębnowe były suszarkami klasy C. Obecnie na rynku można spotkać zarówno suszarki klasy B jaki i suszarki klasy A wyposażone w pompę ciepła. Zastąpienie wszystkich suszarek bębnowych klasy C z Europejskich gospodarstw domowych, suszarkami zintegrowanymi z pompą ciepła, przyniosłoby oszczędności energii do 15 TWh rocznie. To odpowiadałoby unikniętej emisji około sześciu milionów ton dwutlenku węgla [5].

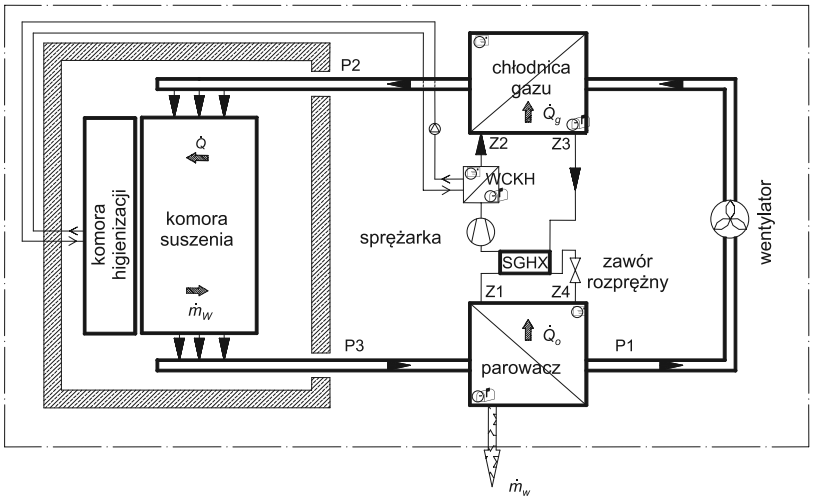
6. Koncepcja niskotemperaturowego system suszenia osadów ściekowych z wykorzystaniem pompy ciepła

Osady ściekowe są nierozłącznie związane z działaniem każdej oczyszczalni ścieków. Powstają w procesach mechanicznego, biologicznego czy chemicznego usuwania zanieczyszczeń. Są trudnym w zagospodarowaniu odpadem z uwagi na wysoki stopień uwodnienia, znaczną zawartość związków organicznych (powodujących zagniwanie), obecność metali ciężkich i organicznych substancji niebezpiecznych, a także zagrożenie sanitarne wynikające z obecności bakterii, robaków pasożytniczych, wirusów, grzybów i innych mikroorganizmów. Ze względu na wysokie uwodnienie osadów ściekowych istotnym elementem ich dalszego wykorzystania, zwłaszcza w celach energetycznych, są procesy usuwania wody, w tym proces suszenia osadów. Osady bowiem, pomimo znacznej zawartości substancji organicznych, dają się spalać bez paliwa wspomagającego tylko wtedy, gdy są odpowiednio

wysuszone. Podobnie jest w przypadku pochodzących z odpadów paliw o niskiej kaloryczności i wysokiej zawartości wilgoci [21].

Autorzy poruszający temat suszenia osadów [3] oprócz sporych kosztów suszenia i dużego zapotrzebowania na energię do przeprowadzenia procesu, zwracają też uwagę na inny problem związany z tym zagadnieniem, a mianowicie zagrożenie zapachami i niebezpieczeństwo zanieczyszczenia powietrza**.** Jest to związane z zanieczyszczeniem gazów odlotowych związkami lotnymi (m.in. amoniakiem, siarkowodorem, merkaptanami, formaldehydem), mikroorganizmami i pyłem.

Analizując problemy związane z tematem suszenia osadów ściekowych, Pająk i Wielgosiński [22] podają cechy i parametry, którym powinny odpowiadać współczesne instalacje suszenia osadów. Są to przede wszystkim: możliwie najniższy wskaźnik zużycia energii cieplnej niezbędnej dla odparowania 1 kg wody z suszonych osadów – który jest odzwierciedleniem sprawności cieplnej procesu suszenia jaką reprezentuje dany rodzaj konstrukcji suszarki, oraz związana z nim możliwość odzysku ciepła kondensatu**.** Podkreślają również, że instalacja suszenia powinna zapewniać możliwość higienizacji osadu.



Rys. 7. Koncepcja niskotemperaturowego systemu suszenia osadów z pompą ciepła *SGHX* – doziębiacz (Suction Gas Heat Exchanger); *WCKH* – wymiennik ciepła komory higienizacji

Fig. 7. Schematic view of the low-temperature heat pump sludge drying system *SGHX* – Suction Gas Heat Exchanger; *WCKH* – higienization chamber heat exchanger

Niskotemperaturowe suszenie osadów ściekowych w układzie z pompą ciepła jest alternatywą dla tradycyjnego, wysokotemperaturowego i energochłonnego procesu suszenia konwekcyjnego. Zastosowanie pompy ciepła do procesu suszenia osadów ściekowych pozwala na oszczędności energetyczne oraz hermetyzację procesu, zapewniając ograniczenie emisji szkodliwych substancji do atmosfery i praktycznie likwidując wydzielanie odorów z układu suszenia. Ponadto prowadzenie procesu suszenia osadów w warunkach niskotemperaturo-

wych pozbawione jest wad procesu wysokotemperaturowego, w tym, problemu spiekania osadów ściekowych. Schemat działania takiego układu do suszenia i higienizacji osadów ściekowych przedstawiony został na rys. 7.

W instalacji do suszenia współpracującej z pompą ciepła osady suszone są powietrzem, które uzdatniane jest w układzie pompy ciepła [8]. Ze względu na szczególny charakter dwutlenku węgla, zaproponowanego jako czynnik ziębniczy dla pompy ciepła, część ciepła o wyższej temperaturze może być wykorzystana w komorze higienizacji osadu osuszonego. Istotną zaletą układu z pompą ciepła pracującą z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem ziębniczym, a więc funkcjonującą według obiegu transkrytycznego, jest bowiem możliwość higienizacji osadu wynikająca z wysokiej temperatury gazu sprężonego na wlocie do chłodnicy. Zastosowanie w pompie ciepła naturalnego ziębnika, jakim jest dwutlenek węgla nie tylko umożliwia higienizację, ale pozwala również na likwidację bezpośredniego wpływu instalacji na powstawanie efektu cieplarnianego, który byłby związany z zastosowaniem w tym systemie tradycyjnego ziębnika.

Porównanie różnych technologii suszenia pod względem energochłonności jest możliwe z wykorzystaniem wskaźnika SMER (*Specific Moisture Extraction Rate*). Wskaźnik SMER, wyrażany w [g_w/kJ] lub odpowiednio w [kg_w/kWh], podaje masę wilgoci usuniętej z suszonego materiału w stosunku do nakładu energii na ten cel [23]. W przypadku procesu suszenia z wykorzystaniem pompy ciepła wartość wskaźnika SMER wyraża stosunek masy wilgoci usuniętej z suszonego materiału do mocy sprężarki pracującej w układzie pompy ciepła [15]. Wskaźnik ten jest obliczany w następujący sposób:

$$SMER_{hp} = \frac{\Delta x_{3-1}}{\Delta h_{3-1}} \frac{\Delta h_{Z2-Z3}}{\Delta h_{Z1-Z2}} = \frac{\Delta x_{3-1}}{\Delta h_{3-1}} COP_h \tag{5}$$

$$COP_h = \frac{q_g}{l_t} = \frac{\Delta h_{Z2-Z3}}{\Delta h_{Z1-Z2}} = \frac{h_{Z2-Z3}}{h_{Z2} - h_{z1}} \tag{6}$$

gdzie:

x – zawartość wilgoci w powietrzu [g_w/kg p.s.] (zgodnie z oznaczeniami na rys. 2),

h – entalpia właściwa [kJ/kg p.s.] (zgodnie z oznaczeniami na rys. 2 i 3),

$\Delta h_{3-1} = \Delta h_{1-2}$; przy założeniu adiabatycznego procesu nawilżania powietrza w komorze suszenia.

Wartość wskaźnika $SMER_{hp}$ analizowanego dla układu suszenia osadów ściekowych z pompą ciepła z ziębnikiem CO_2 wynosi od 2,62 do 3,26 [kg_w/kWh] w zależności od sprawności izentropowej sprężania i konfiguracji pompy ciepła [25]. Wskaźnik ten można określić jako atrakcyjny w porównaniu z innymi technologiami obecnymi na rynku (np. dla dostępnych na rynku suszarek osadów ściekowych jest to wartość od 1,11 do 1,28 [kg_w/kWh] [22], a dla opracowanej na początku lat 90. XX wieku technologii suszenia z pompą ciepła pracującą z freonem R404a źródła podają wartość 2,5 [kg_w/kWh] ([14, 30]).

7. Wnioski

Zastosowanie pompy ciepła w urządzeniu do suszenia pozwala na znaczne oszczędności energetyczne, uniezależnienie procesu od warunków zewnętrznych oraz hermetyzację

procesu. Oszczędności energetyczne w suszarce współpracującej z pompą ciepła wynikają z możliwości wysokosprawnej rekuperacji ciepła w układzie pompy ciepła i realizacji suszenia w zamkniętym obiegu powietrza o kontrolowanej temperaturze oraz wilgotności.

Zaletą zastosowania w pompie ciepła dwutlenku węgla jako ekologicznego czynnika roboczego jest wysoka temperatura gazu sprężonego na wlocie do chłodnicy.

Literatura

[1] Auracher H., *Editorial. CO2 as Working Fluid – Theory and Applications*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, 2005,1135-1139.

[2] Bansal P.K., Braun J.E., Groll E.A., *Improving the energy efficiency of conventional tumbler clothes drying systems*, International Journal of Energy Research, Vol. 25, 2001, 1315--1332.

[3] Bień J.B., *Osady ściekowe. Teoria i praktyka*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2002.

[4] Brown J.S., Yana-Motta S.F., Domański P.A., *Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO_2 and R134a*, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, 2002, 19-32.

[5] Bush E., Attali S., Brunner C.U., Niederberger A.A., *Topten – Best of Europe. How do best products perform and why aren't they sold across Europe?*, ECEEE 2007, Summer study – Saving energy – Just do it! (http://www.eceee.org/conference_proceedings/eceee/2007/Panel_6).

[6] Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zamboni L., *Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, 2005, 1250-1258.

[7] Deans J., *The modeling of a domestic tumbler dryer*, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, 2001, 977-990.

[8] Flaga A., Schnotale J., *Carbon dioxide as a refrigerant in a sludge drying heat pump*, Materiały 22. Miedzynar. Kongresu Chłodnictwa, Pekin 2007, International Institute of Refrigeration (IIR) 2007, ICR07-E2-210.

[9] Flaga-Maryańczyk A., Schnotale J., *Suszenie osadów ściekowych w układzie z pompą ciepła pracującą z dwutlenkiem węgla jako czynnikiem ziębniczym*, III Kongres Inżynierii Środowiska, Lublin 2009, Monografie Komitetu Inżynierii Środowiska Polskiej Akademii Nauk, vol. 58, tom 1, pod redakcją J. Ozonka i M. Pawłowskiej, Komitet Inżynierii Środowiska PAN, Lublin 2009, 73-85.

[10] Flaga-Maryańczyk A., Schnotale J., *A sludge drying heat pump with CO_2 and ammonia as natural refrigerants,* 7th International Conference on Compressors and Coolants: Compressors 2009, Słowacja, Papiernicka 2009, Materiały konferencyjne, IIR series: 2009-6, ISBN IIR Paris: 978-2-913149-73-1, Wyd. SZ CHKT, 90041 Rovinka, 2009, 125-132.

[11] Groll E.A., Cohen R., *Review of Recent Research on the Use of CO_2 for Air Conditioning and Refrigeration*, Materiały konferencyjne The REHVA World Congress, Clima 2000/Napoli 2001 World Congress – Napoli (I), 15-18 September 2001, 1-15.

[12] Hawlader M.N.A, Chou S.K., Chua K.J., *A heat pump assisted closed-loop tunnel drying*, Drying'96, Materiały X Międzynar. Sympozjum Suszarnictwa 1996 (IDS'96), Tom A, Wyd. Springer-Verlag, Londyn 1996, 455-462.

[13] Hoffman R., *Perspektywy zastosowania dwutlenku węgla (R744)*, Technika chłodnicza i klimatyzacyjna, 2/2005, 79-81.

[14] K l e s k a M., *Suszenie osadów w systemie Watromat*, Przegląd komunalny 1/2000, dodatek branżowy „Kierunki zagospodarowania osadów ściekowych", 32-33.

[15] K l ö c k e r K., S c h m i d t E.L., S t e i m l e F., *Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pumps*, International Journal of Refrigeration Vol. 24, 2001, 100-107.

[16] K n e u l e F., *Suszenie*, Arkady, Warszawa 1970.

[17] K o w a l s k i S.J., *Thermomechanics of drying processes*, Lecture notes in applied and computational mechanics, Vol. 8, Wyd. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2003.

[18] K r ó l i c k i Z., *Termodynamiczne podstawy obniżania temperatury*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2006.

[19] L o r e n t z e n G., P e t t e r s e n J., *New possibilities for non-CFC refrigeration*, Materiały konferencyjne International Symposium on Refrigeration (IIR), Energy, and Environment, Norwegia, Trondheim, 1992, 147-63.

[20] M a c z e k K., S c h n o t a l e J., S k r z y n i o w s k a D., S i k o r s k a - B ą c z e k R., *Uzdatnianie powietrza w inżynierii środowiska dla celów wentylacji i klimatyzacji*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004.

[21] M a r s h R., C e l a r y V., G r i f f i t h s T., W i l l i a m s K., *Assesing the feasibility of waste derived fuels with high moisture content*, Materiały 23 Międzynar. Konferencji nt. "Solid Waste Technology and Management", USA, Philadelphia 2008, Journal of Solid Waste Technology and Management, ISSN 1091-8043, 78-87.

[22] P a j ą k T., W i e l g o s i ń s k i G., *Współczesne technologie suszenia i spalania osadów ściekowych – kryteria i uwarunkowania wyboru technologii*, Materiały II Międzynarodowej XIII Krajowej Konferencji Naukowo-Technicznej nt. „Nowe spojrzenie na osady ściekowe – odnawialne źródła energii", pod redakcją G. Maliny, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2003, 491-500.

[23] S c h m i d t E.L., K l ö c k e r K., F l a c k e N., S t e i m l e F., *Applying the transcritical CO_2 process to a drying heat pump*, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No 3., 1998, 202-211.

[24] S c h n o t a l e J., *Transkrytyczne obiegi lewobieżne ziębiarek i pomp ciepła do zastosowań w inżynierii środowiska z CO_2 jako naturalnym czynnikiem ziębniczym*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010.

[25] S c h n o t a l e J., F l a g a A., *Modelowanie parametrów pracy pompy ciepła działającej według lewobieżnego obiegu transkrytyczego z CO_2 w instalacji suszenia osadów ściekowych*, XXXVIII Dni Chłodnictwa – Konferencja Naukowo-Techniczna, Poznań, listopad 2006, Wyd. SYSTHERM Chłodnictwo i Klimatyzacja Sp. z o.o., Poznań 2006, 245-254.

[26] S p a n R., W a g n e r W., *A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100K at pressures up to 800 MPa*, J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 25, No. 6, 1996, 1509-1596.

[27] S t r o m m e n I., J o n a s s e n O., *Performance tests of a new 2-stage counter-current heat pump fluidized bed dryer*, Drying'96, Materiały X Międzynarodowego Sympozjum Suszarnictwa 1996 (IDS'96), Tom A, Wyd. Springer-Verlag, Londyn 1996, 563-568.

[28] S t r u m i ł ł o Cz., *Podstawy teorii i techniki suszenia*, WNT, Warszawa 1975.

[29] V o r o n j e c D., A n t o n i j e v i ć D., *Moist air drying potential in convective drying processes*, Drying'96, Materiały X Międzynarodowego Sympozjum Suszarnictwa 1996 (IDS'96), Tom A, Wyd. Springer-Verlag, Londyn 1996, s. 221-228.

[30] Wandrasz J., *Niskotemperaturowe suszenie osadów komunalnych oraz współspalanie wysuszonych osadów,* Materiały Seminarium Naukowo-Technicznego firmy Eko Euroc Sp. z o.o. Polskie Zrzeszenie Inżynierów i Techników Sanitarnych, Jadwisin 2004, 43-65.

[31] Żyłła R.J., *Zastosowanie pomp ciepła w procesie suszenia,* Praca doktorska wykonana na Wydziale Inżynierii Procesowej i Ochrony Środowiska Politechniki Łódzkiej, Łódź 1998.
[32] 95/13/WE: Dyrektywa Komisji Wspólnot Europejskich 95/13/WE z dnia 23 maja 1995 r. wykonująca dyrektywę Rady 92/75/EWG w zakresie etykiet efektywności energetycznej suszarek bębnowych typu domowego.
[33] 2006/40/WE: Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2006/40/WE z dnia 17 maja 2006 r. dotycząca emisji z systemów klimatyzacji oraz zmieniająca dyrektywę Rady 70/156/EWG.

TREŚĆ

Skrzyniowska D., Müller J., Sikorska-Bączek R.: Klimat pomieszczeń – kształtowanie ... 3
Skrzyniowska D.: Parametry powietrza wewnątrz pomieszczeń do stałego przebywania ludzi (komfort cieplny a komfort środowiskowy) ... 15
Müller J., Skrzyniowska D.: Jakość powietrza a wentylacja pomieszczeń ... 37
Sikorska-Bączek R.: Instalacje i urządzenia do uzdatniania powietrza dla celów wentylacji i klimatyzacji ... 51
Müller J.: Instalacja wentylacyjno-klimatyzacyjna. Klasyfikacja i pomiary ... 67
Kosowska P., Schnotale J.: Przepływ powietrza w kanale z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową. Część I: Model numeryczny 2D ... 91
Kosowska P.: Przepływ powietrza w kanale z płaską przepustnicą jednopłaszczyznową. Część II: Obliczenia na podstawie komputerowego modelowania dynamiki przepływu powietrza i badania na stanowisku laboratoryjnym ... 109
Prymon M., Schnotale J.: Zmniejszenie obciążenia chłodniczego w systemie klimatyzacji z akumulacją zimna ... 125
Skrzyniowska D.: Czynniki ziębnicze – substancje zubożające warstwę ozonową – obowiązki osób używających czynników będących substancjami kontrolowanymi ... 137
Prymon M., Wrona J.: Obieg Stirlinga jako alternatywa w budowie urządzeń chłodniczych. 157
Müller J.: Określenie niepewności pomiaru w badaniach instalacji klimatyzacyjnych ... 167
Flaga-Maryańczyk A.: Wybrane procesy suszenia technologicznego z zastosowaniem pomp ciepła ... 183

CONTENTS

Skrzyniowska D., Müller J., Sikorska-Bączek R.: Climate of rooms – management and planning ... 3
Skrzyniowska D.: Parameters of indoor air residental and non-residental buildings (thermal comfort) ... 15
Müller J., Skrzyniowska D.: Air quality and room ventilation ... 37
Sikorska-Bączek R.: Installations and fixings for air conditioning ... 51
Müller J.: Ventilation and air-conditioning system – classification and measurements ... 67
Kosowska P., Schnotale J.: Air flow in a ventilation duct with a plane damper. Part I: Numerical model 2D ... 91
Kosowska P.: Air flow in a ventilation duct with a plane damper. Part II: Computational fluid dynamics analysis of air flow and tests in the laboratory ... 109
Prymon M., Schnotale J.: Lowering air conditioning refrigeration load by implementation of heat storage ... 125
Skrzyniowska D.: Refrigerants – ozone depleting substance (ODS) – obligations of persons using ODS ... 137
Prymon M., Wrona J.: Stirling cycle as an alternative in the construction of refrigeration devices ... 157
Müller J.: Determining the uncertainty in testing the air conditioning systems ... 167
Flaga-Maryańczyk A.: Heat pump drying for selected technologies ... 183