

Pavel KOLAT, Pavel NOSKIEVIČ

Vysoka Škola Baňska, Ostrava

METODYKA MODELOWANIA PALENISK KOTŁOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono metodykę izotermicznego modelowania palenisk stosowaną w Katedrze Energetyki VŠB w Ostrawie przy projektowaniu palenisk kotłów o dużej wydajności. Badania przebiegały w trzech etapach: w I etapie określono optymalną geometrię wylotów palników, stosunki ilości powietrza pierwotnego i wtórnego oraz przeprowadzono analizę turbulentnej wymiany pędu i masy. II etap poświęcony był aerodynamice paleniska przy pracy symetrycznej i niesymetrycznej, natomiast w III etapie opracowano kartę pracy kotła G 325 z uwzględnieniem doświadczeń zdobytych przy projektowaniu elektrowni Tušimice II, Chvaletice, Počerady i Prunefov.

1. Wstęp

W kotłowni kombinatu paliwowego Vřesova zainstalowanych jest 5 kotłów G 325 opalanych węglem o wartości opalowej od 17,1 do 18,6 MJ/kg, zawartości wilgoci od 12,5 do 13,3 % oraz zawartości popiołu od 26 do 35 %. Kocioł jest dwuciągowy, z naturalną cyrkulacją, przystosowany do jednoczesnego spalania pyłu i gazu. Wyposażony jest w palniki narożnikowe, przy czym teoretyczne koło wiru ma średnicę 1500 mm. Początkowo kształt komory paleniskowej był ośmiokątny, po przebudowie jest prostokątny o wymiarach 8957x11065 mm, zaś palniki ukierunkowane są na dwa punkty. W kotle tym stwierdzono niedostateczną stabilność spalania. Zarówno młyny, jak i kocioł nie osiągały nominalnej wydajności. Występowało przedłużone spalanie, co pociągało za sobą silne zużycie, zaś wydajność była ograniczona temperaturą pary.

Treścią niniejszej pracy jest prezentacja badań modelowych kotła G 325 ze szczególnym uwzględnieniem obszaru palników. Wykorzystano metodę modelowania izotermicznego stosowaną wcześniej w Katedrze Energetyki VŠB w Ostrawie przy projektowaniu palenisk kotłów do bloków 110, 200 i 500 MW. Wyniki badań były wykorzystywane podczas wykonywania dokumentacji palników przez fabrykę kotłów Tlmače.

2. Badania modelowe

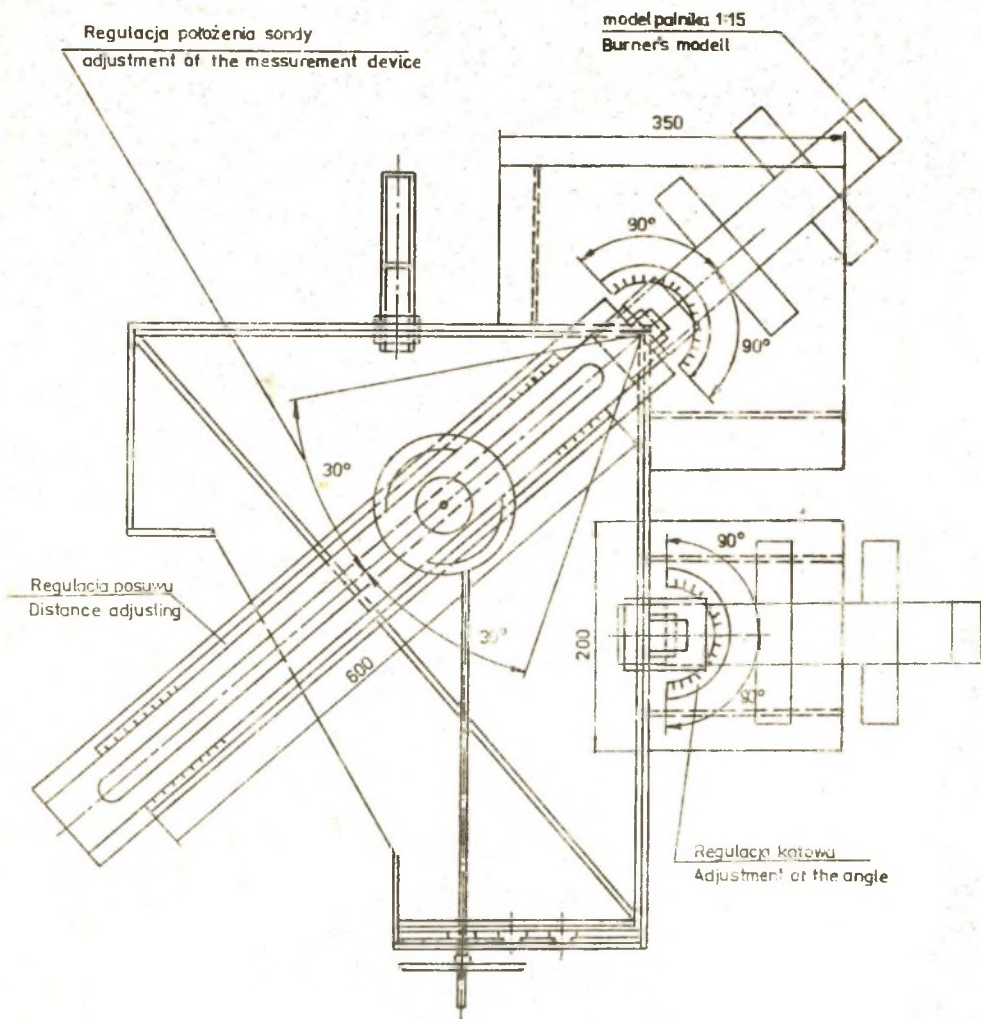
Badania wykonywano w trzech etapach. W pierwszym badano 6 wariantów o różnym nachyleniu palników i różnym stosunku strumieni powietrza pierwotnego i wtórnego m_I/m_{II} , celem określenia optymalnej geometrii wylotów palników i optymalnego stosunku strumieni. Przeprowadzono również analizę turbulentnego przenoszenia pędu, masy i energii. Wykorzystano przy tym doświadczenia zdobyte podczas realizacji programów rządowych "Badania kotłów o wielkiej wydajności" oraz "Normy dla kotłów parowych" w latach 1970 - 1983 [3, 4].

W drugim etapie badano 9 wariantów przy symetrycznym i asymetrycznym zasilaniu. Obserwowano recyrkulację strumieni w pobliżu palników, co ma wpływ na proces zużłowania ścian komory paleniskowej. Celem etapu trzeciego było opracowanie instrukcji eksploatacyjnej kotła. Wykorzystano tu doświadczenia zdobyte podczas badań kotłów Elektrowni Tušimice II, Chvalětice, Počerady, Prunčov i Melník III. Efektem końcowym trzech etapów było określenie optymalnej geometrii palników oraz komory. Uzyskano większą elastyczność paleniska, tzn. niewrażliwość na zmiany obciążenia i rodzaju paliwa, co umożliwia podwyższenie dyspozycyjności kotła.

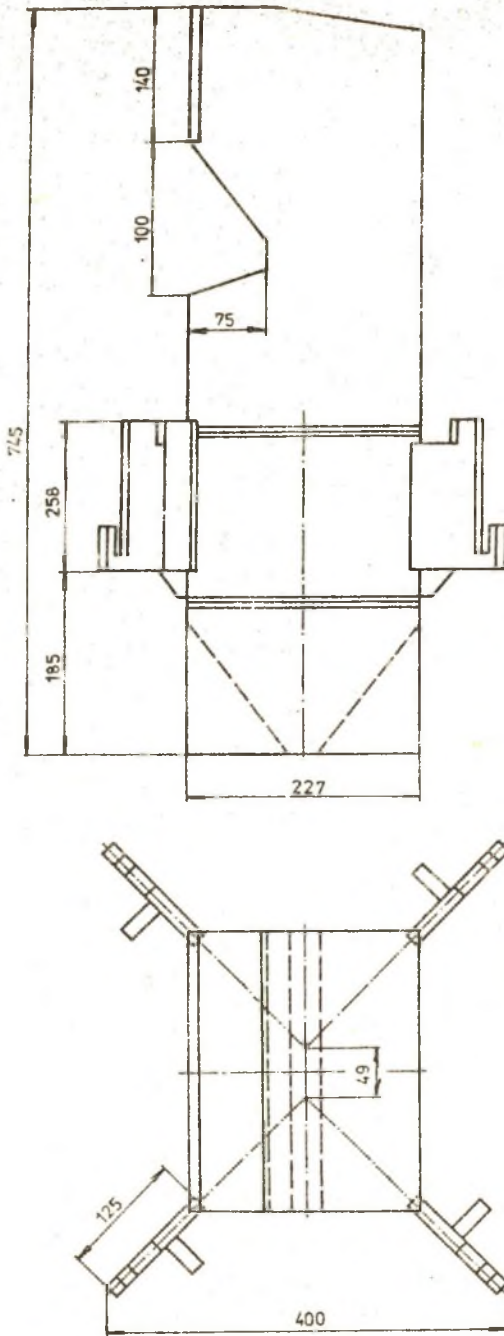
3. Metodyka modelowania

W pierwszym etapie prowadzono izotermiczne, dwuskładnikowe modelowanie CO_2 + powietrze, na modelu palnika w skali 1:15 umieszczonym w rogu komory - rys. 1. Umożliwia to obserwację przepływów w strofie palnikowej. Model kotła z palnikami wykonany był w skali 1:30 z metaplexu o grubości 2 - 6 mm (rys. 2). Cały model podłączony jest do kolektora powietrznego. Przystawiając zasuwę można zmieniać ilość powietrza doprowadzanego do poszczególnych wylotów palnika. Do jednego z odgałęzień kolektora dawковано CO_2 o koncentracji 5 do 15 % (objętościowo). Źródłem powietrza jest turboduchawa ($0,9 \text{ m}^3/\text{s}$, 15 600 Pa).

Pole prędkości w poszczególnych przekrojach modelu mierzono walcową, trójotworową sondą o średnicy 8 mm. Turbulentne pulsacje ciśnienia odbierane były przez przetwornik Kistler firmy Labs (W. Brytania), zaś sygnał poprzez sześciokanałowy wzmacniacz firmy Hartman-Braun F-NR 214 przekazywany był na mikrokomputer. Amplituda mierzonych wartości ciśnienia jest wprost proporcjonalna do napięcia. Zmiany wielkości przedstawiono w funkcji czasu, wyniki pomiarów przekazywano do pamięci operacyjnej RAM. Do opracowania wyników posługiwano się programem [5]. Pozwala on określić zarówno pole szybkości i koncentracji oraz pole wielkości turbulentnych.



Rys. 1. Model palnika i narożnika komory
 Fig. 1. Burners and furnace corner models



Rys. 2. Model kotla

Fig. 2. Model of the boiler

Całkowitą energię turbulentną

$$\bar{\epsilon}' = \rho \bar{w}'^2 \quad (1)$$

obliczano jako stochastyczną funkcję szeregu Fouriera lub za pomocą cosinusowej transformacji Fouriera funkcji autokorelacyjnych. Koncentracja objętościowa CO_2 mierzona była sondą o średnicy 1,5 mm, przekazywana na analizator podczerwieni IREX 11 i rejestrowana.

4. Teoria podobieństwa

Podstawowym zadaniem izotermicznego modelowania palenisk jest określenie wpływu aerodynamiki na jakość eksploatacji kotła. Obecnie istnieje dwie metody badania przepływów:

1. Metoda, przy której obszar badań znajduje się między strefą palników a wylotem komory. Przepływy w takiej przestrzeni można uważać za izotermiczne (model Thring-Newby, Davison, Żelkowski i inni).

2. Metoda, w której zasadnicze badania prowadzone są w obszarze od $x/b=0$ do $x/b=5$ (obszar palników). Metoda ta opiera się na założeniu, że na aerodynamikę komory największy wpływ ma przeniesienie masy i pędu w tym rejonie. Ta metoda jest od 1970 r. stosowana przez VŠM przy projektowaniu palenisk o wielkiej wydajności oraz przy rekonstrukcjach kotłów celem przystosowania ich do spalania niskowartościowych paliw.

Sposób ten można realizować dwoma drogami:

- Modelowanie paleniska od ujścia palnika do wylotu z komory. Spalanie i ekspansję wiąże się ze zwiększeniem intensywności turbulencji na wylocie z palnika, tak aby obszar palnika charakteryzował się reacyrkulacją i zwiększonym przepływem masy.
- Izotermiczne modelowanie dwuskładnikowe przestrzeni palnikowej z analizą turbulentnej wymiany pędu, energii i masy. Celem jest znalezienie optymalnego kształtu palnika i jego usytuowania w palenisku. Jednocześnie powinno być zapewnione właściwe przygotowanie mieszanki pyłowo-powietrznej, prawidłowy zapłon i spalanie. Zjawiska w obszarze palników w znacznym stopniu wpływają na proces zużycia i zanieczyszczenia ścian komory popiołem.

Równania kryterialne opisujące występujące tu zjawiska można wyprowadzić z podstawowych różniczkowych równań ważnych dla danego procesu w określonych warunkach. Turbulentna wymiana masy w obszarze palników modelu opisana jest wymianą CO_2 unoszonego w powietrzu pierwotnym ze strugą powietrza wtórnego. Zjawiska wymiany w rozpatrywanym obszarze można opisać równaniami:

ciągłości

$$\nabla \bar{w} = 0 \quad (2)$$

wymiany masy

$$\frac{D c_m}{D t} = D_T \nabla^2 c_m \quad (3)$$

wymiany pędu

$$\frac{D \bar{w}}{D t} = \nu_T \nabla^2 \bar{w} + \nabla p + \rho \bar{g} \quad (4)$$

Warunek brzegowy wynika z I prawa Ficka

$$-D_T \frac{d c_m}{d z} = \beta \Delta c_m \quad (5)$$

gdzie Δc_m jest różnicą koncentracji molowych mieszaniny powietrza pierwotnego z CO i powietrza wtórnego.

Prowadząc analizę² ww równań według teorii podobieństwa [5] uzyskać można, dla konwekcyjnej wymiany masy zależność o postaci:

$$Sh = f(Pe_D, Fo_D, Eu, Re_T, Fr, \Gamma) \quad (6)$$

Ponieważ w przypadku konwekcji wymuszonej

$$\frac{Pe_D}{Re_T} = Sc$$

to po zaniedbaniu wpływu niestacjonarności zjawiska oraz sił grawitacyjnych otrzymać można równanie opisujące wymianę masy w obszarze palników modelu

$$Sh = f(Re_T, Sc, x/b, y/0,5b) \quad (7)$$

Przebieg tej zależności określić można z pomiarów na modelu lub obiekcie rzeczywistym. Liczba Sherwooda dla wymiany masy jest analogiem liczby Nusselta dla wymiany ciepła.

Dla określenia turbulentnych wielkości ν_T i D_T wyjść należy z ogólnych równań opisujących zależność lepkości kinematycznej i współczynnika dyfuzji molekularnej od pola koncentracji modelu. Wykorzystano tu stosunki Chapman-Enskog [1] dla gazów o małej gęstości. Współczynnik dyfuzji turbulentnej D_T wyznaczono przy założeniu, że stosunek wielkości molekularnych i turbulentnych jest w przybliżeniu taki sam [4].

Poniżej zestawiono podstawowe zasady modelowania:

1. Zachowanie wewnętrzznego konturu palnika w skali modelu.
2. Zachowanie stosunku powierzchni przekroju wylotów palnika i nachylenia poszczególnych strumieni.
3. Zachowanie jednakowego pędu strugi przy przepływie izotermicznym i rzeczywistym przepływie w palenisku.
4. Modelowanie prowadzi się dla obszaru turbulentnego samomodelowania, kiedy przy zmianie natężenia przepływu nie zmienia się jakościowo pole prędkości.
5. Przepływ od wylotu palnika do wyjścia z komory paleniskowej jest wymuszonym przepływem izotermicznym płynu nieściśliwego, który można opisać równaniem Naviera-Stokesa oraz równaniem ciągłości. Można stąd wyprowadzić ogólne równanie kryterialne dla przepływu w modelu kotła

$$f(Ho, Re, Eu, Fr) = 0$$

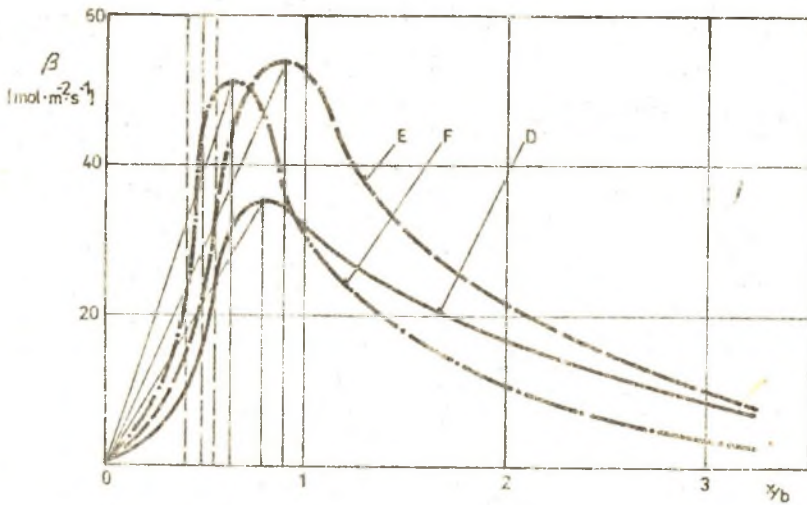
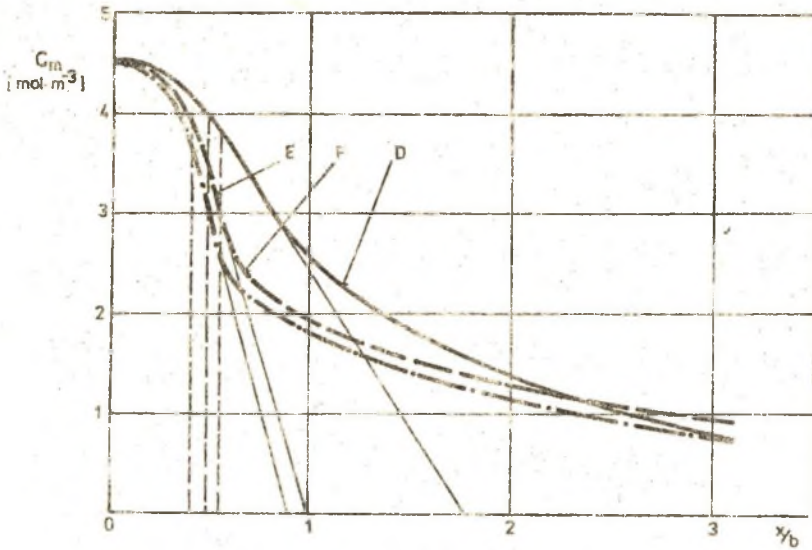
Dla przepływu stacjonarnego przy zaniedbaniu sił ciężkości równanie upraszcza się do postaci $f(Re, Eu) = 0$, przy czym $Eu = f(Re)$. Z równania tego wynika, że kryterium Eu zależy od straty ciśnienia.

6. W przypadku modelu stratę ciśnienia symuluje się zasuwą, tak aby liczba oporu danego odcinka była taka sama na modelu i w rzeczywistości. Przy modelowaniu narożnika warunku tego nie bierze się pod uwagę.

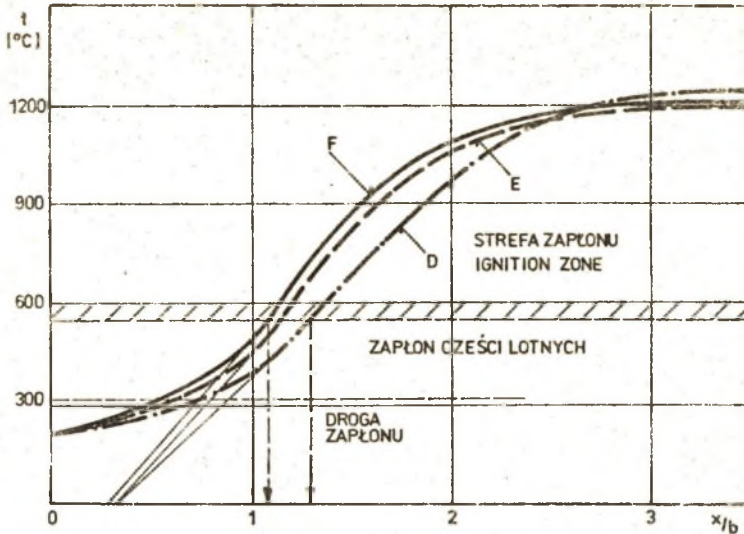
5. Aerodynamika obszaru palnikowego

Na optymalne zaprojektowanie palnika i komory paleniskowej mają wpływ następujące parametry:

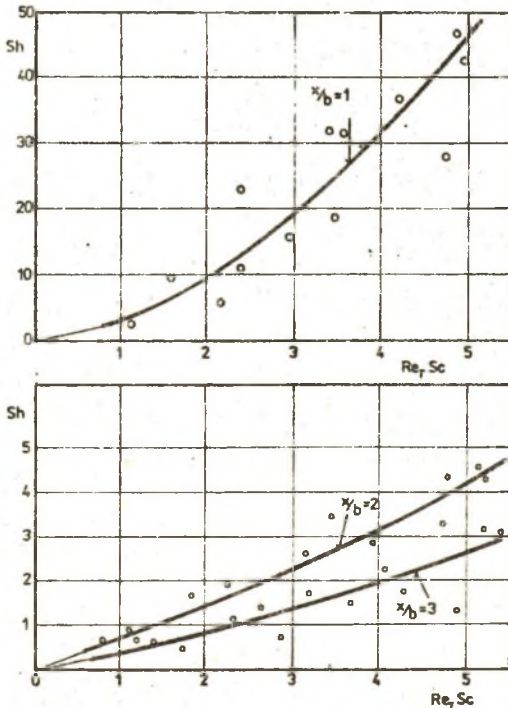
- a) Przebieg turbulentnej dyfuzji CO_2 , opisany współczynnikami dyfuzji turbulentnej i współczynnikiem wymiany masy β .
Na rys. 3 przedstawiono przebieg molowej koncentracji CO_2 dla wariantów: E (nachylenie palników $10^\circ/10^\circ$), F ($10^\circ/14^\circ$), D ($5^\circ/5^\circ$).
- b) Strefa zapłonu palnika, wyznaczona z przebiegu temperatur obliczonych z potrójnej analogii [1] i przeliczonych na rzeczywiste warunki w palenisku - rys. 4, wg [2]
- c) Przebieg funkcji $Sh = a Re_T Sc^n$.
Im jest on bardziej płaski i przyjmuje mniejsze wartości tym palnik i palenisko bardziej uniwersalne i mniej wrażliwe na zmiany paliwa oraz jakości eksploatacji - rys. 5.
- d) Recyrkulacja w pobliżu palnika.
Analizie podlega pole prędkości i wymiana masy na drodze przepływu. Optymalna recyrkulacja zmniejsza niebezpieczeństwo zużłowania - rys. 6.



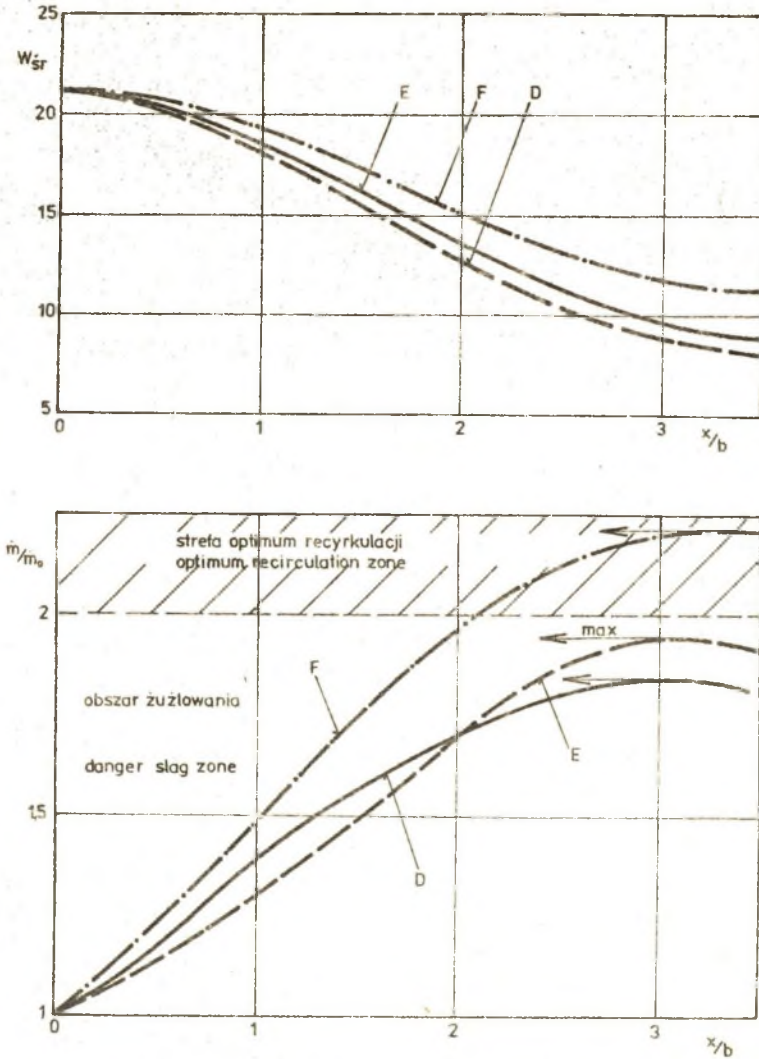
Rys. 3. Współczynnik wymiany masy i koncentracja CO_2 w strefie zapłonu
 Fig. 3. Mass-transfer coefficient and concentration of CO_2 in the ignition zone



Rys. 4. Temperatury w palenisku i odcinek zapłonu zgodnie z analogią
 Fig. 4. Temperatures in the furnace and ignition distance according analogy



Rys. 5. Wymiana masy w strefie zapłonu
 Fig. 5. Mass transfer in the ignition zone



Rys. 6. Średnia prędkość oraz wymiana masy w strefie zapłonu
 Fig. 6. Mean velocity and the mass transfer in the ignition zone

6. Zależności korelacyjne

Dla wybranego wariantu D określono wymianę masy w postaci:

$$x/b = 1$$

$$Sh = 0,62 Re_T^{1,68} Sc^{0,33}$$

$$Re_T = 1,1 \div 7,1$$

$$Sc = 0,72 \div 0,78$$

$$x/b = 2$$

$$Sh = 0,59 Re_T^{1,22} Sc^{0,33}$$

$$Re_T = 0,8 \div 8,1$$

$$Sc = 0,72 \div 0,78$$

$$x/b = 3$$

$$Sh = 0,392 Re_T^{1,19} Sc^{0,33}$$

$$Re_T = 0,7 \div 0,84$$

$$Sc = 0,72 \div 0,78$$

Ze wzrostem nachylenia palników poprawia się stabilność spalania osiągnąjąc maksimum dla kąta 10° dla górnej sekcji i 14° dla dolnej. Kąty nachylenia powyżej 20° powodują niekorzystne zjawiska aerodynamiczne w leju żużlowym. Również prędkość wypływu z palnika ma wpływ na stabilność spalania. Optymalną okazała się prędkość w zakresie 20 do 21 m/s. Droga zapłonu ma wyraźny wpływ na długość płomienia i warunki żużlowania. Przy nachyleniu palników $10^\circ/14^\circ$ osiąga się drogę zapłonu 1,05 do 1,1 m.

7. Aerodynamika modelu kotła 1:30

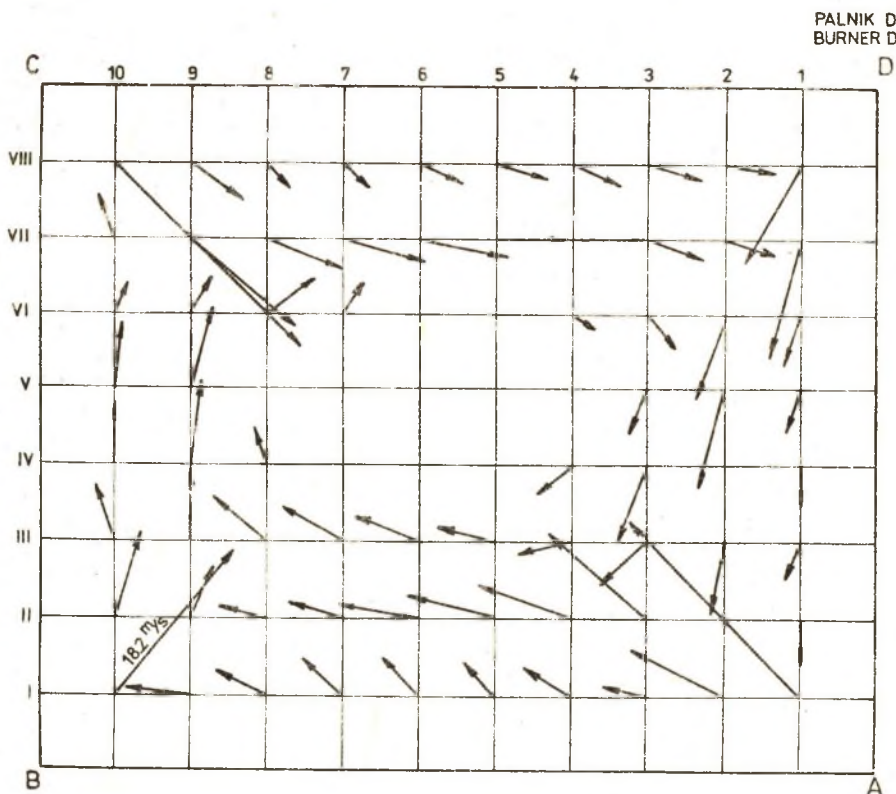
Podstawowe pomiary prowadzone były w poziomej płaszczyźnie przebiegającej przez wylot powietrza pierwotnego w palniku. Pomiary prowadzone w siatce centymetrowej. Badano przypadki różniące się wartościami prędkości wylotowej powietrza wtórnego oraz przypadki niesymetryczne z słabo zionymi trzema palnikami.

Na rys. 7 przedstawiono wektory prędkości dla $w_{II}/w_I = 1,85$. Zauważyć można wir z recyrkulacyjnymi strugami wpływającymi na żużlowanie i tworzenie się osadów na ścianach.

Warunki aerodynamiczne przy wylocie palnika przelicza się na warunki panujące w rzeczywistym kotle przy założeniu stałości impulsu. Wynikiem obliczeń jest określenie następujących wielkości:

1. Stosunku strumieni powietrza pierwotnego i wt rznego \dot{m}_I/\dot{m}_{II} .
2. Prędkości w palniku.
3. Nadmiaru powietrza na wylocie z palnika.

Z zależności korelacyjnych [2] wynika związek między stabilnością palnika, stopniem wypełnienia komory i prędkościami w palniku. Optymalną aerodynamik  paleniska uzyskano przy obni zeniu prędkości do 24 m/s w kotle, czemu odpowiadała prędkość 19,6 m/s dla modelu.

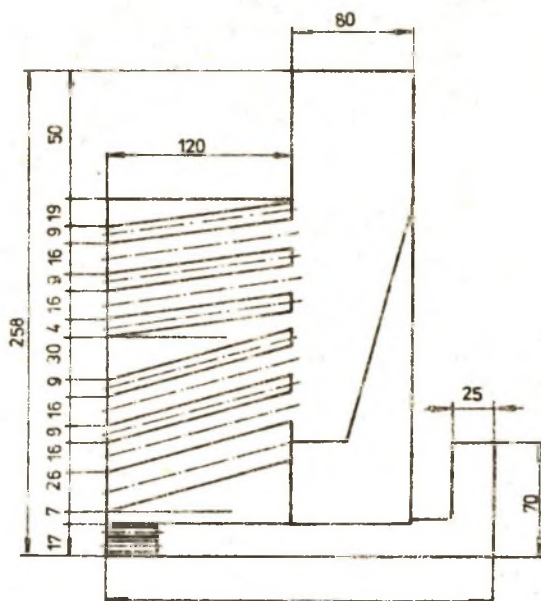


Rys. 7. Prędkości w płaszczynie palniko w
Fig. 7. Velocities in the front of burners

8. Zakończenie

Badania modelowe I etapu pozwoliły okre li c optymalne nachylenie górnej sekcji palniko w (10°) i dolnej (14°) (rys. 8). Wykoo e nachylenie negatywnie oddziaływało na aerodynamik  leja  u lowego. Optymalny nadmiar powietrza wynosi 1,2 do 1,25, natomiast droga spalania powinna wynosi c 1,15 do 1,2 m.

Wartościom tym odpowiada stosunek strumieni powietrza pierwotnego i wtórnego $\dot{m}_I/\dot{m}_{II} = 0,68$ do $0,72$ przy prędkościach w palniku od 19 do 21 m/s, co odpowiada optymalnej wymianie masy, energii i pędu.



Rys. 8. Nowo zaprojektowany palnik
Fig. 8. New designed burner according research

Z badań drugiego etapu wynika, że zaproponowana postać paleniska zapewnia optymalną aerodynamikę zarówno przy symetrycznym jak i przy niesymetrycznym włączeniu palnika. Przy pracy paleniska z dużym nadmiarem powietrza recyrkulacja wykracza poza obszar stabilności, rośnie więc niebezpieczeństwo żużlowania ścian paleniska. W trzecim etapie przeprowadzono statystyczną ocenę przebiegu spalania w kotłach El. Tašimice II, Chvaletice, Počerady, Pruněrov i Melník III dla różnych prędkości w palnikach i nadmiarów powietrza. Na tej podstawie opracowano kartę pracy kotła G 325. Zalecenia powyższe zostały zrealizowane na jednym z kotłów w Kombinacie Vřesova w 1984 roku. Zrekonstruowano komorę paleniskową i oczyszczono palniki z osadów żużla. Po sprawdzeniu efektów i badaniach przebudowane zostaną pozostałe cztery kotły.

Oznaczenia

b, m	- szerokość palnika,
$c_m, mol/m^3$	- koncentracja molowa CO_2 ,
$D_T, m^2/s$	- współczynnik dyfuzji turbulentnej,
$e', J/m^3$	- energia turbulencji,
$g, m/s^2$	- przyspieszenie ziemskie,
$\dot{m}_I, \dot{m}_{II}, kg/s$	- strumień powietrza pierwotnego i wtórnego,
p, Pa	- ciśnienie,
$t, ^\circ C$	- temperatura,
$w', m/s$	- prędkość turbulentna,
$w_I, w_{II}, m/s$	- prędkość powietrza I i II na wylocie palnika,
$w, m/s$	- prędkość,
x, m	- długość drogi spalania w kierunku x ,
x/b	- względna droga spalania,
l_z	- względna droga zapłonu,
$y/O, 5b$	- względna szerokość palnika,
$\beta, mol/m^2 s$	- współczynnik wymiany masy,
$\rho, kg/m^3$	- gęstość,
$\nu_T, m^2/s$	- turbulentna lepkość kinematyczna,
τ, s	- czas,

Liczby kryterialne

Eu	- Eulera,
Fr	- Froude'a,
Fo_D	- dyfuzyjna liczba Fouriera,
Pe_D	- dyfuzyjna liczba Pecleta,
Re	- Reynoldsa,
Re_T	- turbulentna liczba Reynoldsa,
Sh	- Sherwooda,
Sc	- Schmidta,
Γ	- liczba podobieństwa geometrycznego.

LITERATURA

- [1] Bird B., Steward W., Lightfoot E.: Přenosove jevy. Academia, Praha 1968.
- [2] Kolat P., Noskiewiĉ P.: Modelove zakoušky na izotermickem dvousložkovem modelu kotle G 325 PK Vřesova. Sprawozdanie z badań, VŠB, 1982.

- [3] Dobrozemsky J., Kolat P., Noskiewič P.: Vyvoj měřeni a aerodynamiky spalovani v kotli LME III. Sprawozd. z badań P-19-123-208-10 VŠB, 1982.
- [4] Dobrozemsky J., Kolat P.: Využití matematickeho modelovani při komplexním vyzkumu aerodynamiky v praškových ohništích, Sprawozd. z badań FR 008, VŠB, 1980.
- [5] Kolat P.: Přenos tepla a hmoty. Skrypt VŠB, Ostrava 1986.

Recenzent: Prof. dr hab.inż. Ludwik Cwynar

Wpłynęło do redakcji w marcu 1987

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ КОТЕЛЬНЫХ ТОПОК

Резюме

В статье описывается методика изотермического моделирования топков, применяемая на кафедре Энергетики Горного Института, при проектировании большой мощности топков. Модельные исследования котла G 325 велись в трёх этапах. На первом этапе определялись оптимальная геометрия сопел горелки и аэродинамические условия детали, включая анализ турбулентной передачи подвижности, энергии и массы. Второй этап был направлен на аэродинамику топки в симметричном и несимметричном режиме. На третьем этапе определялись режимная карта котла по результатам комплексных измерений на ЭС Тушмице II, ЭС Хвалетце, ЭС Почерады и ЭС Прунежов. Результаты моделирования стали исходными для приспособлений горелок, выполняемых к.п. С.И. Тлмаче.

A METHOD OF BOILER FURNACES MODELLING

Summary

The paper described the methodology of isometric modelling for furnaces employed at the Power Engineering Department of the Mining University in the design process of high-capacity furnaces. Model research of type G 325 furnace was divided into three stages. The first stage consisted determination of the optimum geometry of the burner nozzles and air conditions in the furnace, including an analysis of the turbulent transfer of momentum, energy and mass. The second stage was directed toward the aerodynamics of the furnace during both symmetrical and non-symmetrical operation, while the third stage was devoted to determination of the mode-of-operation card of the furnace in accordance with the outcome of complex measurements carried out at the Tušimice II, Chvaletice, Počerady

and Prunčarov electric power plants. The above modelling results served as a base for burner improvements carried out at the SES Slovak Power Engineering Works of Tlanče, Tschechoslovakia.